

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ**



NANO KAFES SİSTEMLERİN ŞEKİL OPTİMİZASYONU

Abdel-Hafız BOUCARİ YAHOU

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İNŞAAT MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ARALIK 2021

ANTALYA

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ**



NANO KAFES SİSTEMLERİN ŞEKİL OPTİMİZASYONU

Abdel-Hafız BOUCARİ YAHOU

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İNŞAAT MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ARALIK 2021

ANTALYA

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

NANO KAFES SİSTEMLERİN ŞEKİL OPTİMİZASYONU

Abdel-Hafız BOUCARİ YAHOU
İNŞAAT MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI
YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bu tez 24/12/2021 tarihinde jüri tarafından Oybirliği / Oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Doç. Dr. İbrahim AYDOĞDU (Danışman)

Prof. Dr. Ömer Civalek

Doç. Dr. Mehmet AVCAR

ÖZET

NANO KAFES SİSTEMLERİN ŞEKİL OPTİMİZASYONU

Abdel-Hafız BOUCARİ YAHOU

Yüksek Lisans, İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. İbrahim AYDOĞDU

Aralık 2021; 64 sayfa

Günümüzde bilim ve teknoloji gelişmesiyle nano malzemeler birçok sektörde kullanmaya başlanmıştır. Pahalı olması sebebiyle nano malzemelerin efektif kullanılması oldukça önemlidir. Bu açıdan nano yapıların kapladığı yerlerin ve/veya ağırlıkların minimize edilmesi ciddi fayda sağlayacaktır.

Bu çalışmada kafes şeklinde modellenen nano yapıların frekans kısıtlayıcı altında şekil optimizasyonu yapılmıştır. Optimizasyon işlemi sırasında yapının ağırlığını minimize edecek şekilde en uygun kafes düğüm nokta koordinatlarının belirlenmesi amaçlanmıştır. Optimizasyon yöntemi olarak etkin meta-sezgisel yöntemlerinden bir olan Yapay Arı kolonisi kullanmıştır. Elde edilen optimum tasarım verileri doğrultusunda farklı atomik parametrelere göre hem makro hem de nano yapılarda atomik parametrenin etkisi ve bunların frekanslarla olan ilişkisi araştırılmıştır. Kafes yapı analizleri için Sonlu Elemanları Yöntemi kullanmıştır. Tez çalışmasında makro yapı olarak optimize edilmiş 37 elemanlı kafes, nano ölçekli olarak analizi yapılmış 13 ve 7 elemanlı kafes yapıları tasarım örnekleri olarak kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlarına göre makro yapılarda atomik parametre etkili olmuştur. Nano yapılarda ise yüksek e_0a atomik parametre değerlerinde nano optimum tasarımları değişmektedir. Optimum yapıların frekanslarına bakıldığında genelde birinci modun hâkim olduğunu yüksek değeri e_0a ise ikinci ve üçüncü modların frekansları limit frekans değerlerinden uzaklaşmaktadır.

ANAHTAR KELİMELER: Atomik parametre etkisi, Boyutsuz frekans, Kafes, Nanoteknoloji, Sonlu elemanlar, Titreşim, Yapay arı kolonisi

JÜRİ: Doç. Dr. İbrahim AYDOĞDU

Prof. Dr. Ömer CİVALEK

Doç. Dr. Mehmet AVCAR

ABSTRACT

SHAPE OPTIMIZATION OF NANO TRUSS SYSTEMS

Abdel-Hafiz BOUCARI YAHOU

MSc Thesis in Civil Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. İbrahim AYDOĞDU

December 2021; 64 pages

Currently, with the development of science and technology it has begun using nano materials in many sectors. It is very important to use nano materials effectively because of their expensiveness. In this respect, minimizing the places and/or weights occupied by nanostructures will provide valuable benefits.

In this study, shape optimization of nanostructures modeled as truss was performed under frequency constraints. During the optimization process, it is aimed to determine the most suitable truss joint coordinates to minimize the weight of the structure. Artificial Bee colony, which is one of the effective meta-heuristic methods, was used as the optimization method. In accordance with the optimum design data obtained, the effect of atomic parameters on both macro and nano structures and their relationship with frequencies were investigated according to different atomic parameters. Finite Element Method was used for truss structure analysis. In this thesis study, truss with 37 elements optimized as macro structure, and truss structures with 13 and 7 elements analyzed at nanoscale were used as design examples. According to the results obtained, atomic parameters were effective in macro structures. In nanostructures, nano-optimal designs change at high e_0a atomic parameter values. Looking at the frequencies of the optimum structures, the high value e_0a , which is generally dominated by the first mode has made the frequencies of the second and third modes move away from the limit frequency values.

KEYWORDS: Artificial bee colony, Atomic parameter effect, Finite elements, Nanotechnology, Nondimensional frequency, Truss, Vibration

COMMITTEE: Assoc. Prof. Dr. İbrahim AYDOĞDU

Prof. Dr. Ömer Civalet

Assoc. Prof. Dr. Mehmet AVCAR

ÖNSÖZ

Bu Yüksek lisans tezi, uzun bir çalışma ve araştırma yolculuğunun sonucudur. Bütün övgüler, şükürler, bütün bunları bize mümkün kılan Allah'adır.

Öncelikle tez danışmanım Doç. Dr. İbrahim AYDOĞDU'ya bu çalışmaya öncülük etmeyi kabul ettiği için teşekkür ediyorum. Kıymetli zamanını benim için ayırdığı, pedagojik ve bilimsel nitelikleri, açık sözlülüğü ve sempatisi için minnettarım. Ondan çok şey öğrendim ve bana kattığı her şey için ona şükranlarımı sunuyorum.

Prof. Dr. Ömer Civalek'e, çalışmalarım ile devamlı ilgilendiği için, bilge tavsiyeleri ve bu tezin başarılı olabilmesi için her şeyden önemli olan dinlemelerinden dolayı en içten teşekkürlerimi sunuyorum. Onun enerjisi ve kendine güveni bana güç verdi.

Bu çalışmanın başlangıcından bu yana maddi manevi destekleri için Türk hükümetine ve YTB'ye teşekkürlerimi sunuyorum.

Bu tez çalışması boyunca bilgisini ve desteğini esirgemeyen hocalarıma teşekkür ederim ve saygılarımı sunarım. Ayrıca bana desteklerini ve yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyen bütün arkadaşlarıma ve aileme yürekten teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ	i
AKADEMİK BEYAN	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK TARAMASI	3
2.1. Nano /Mikro Boyuttaki Yapıların Mekanik Analizi ile İlgili Çalışmalar	3
2.2. Kafes Sistemlerin Frekans Kısıtlayıcısı Hakkında Şekil Optimizasyonu ile İlgili Çalışmalar	5
2.3. Kafes Sistemlerin Frekans Kısıtlayıcısı Hakkında Yapay Arı Kolonisi Algoritması ile Şekil Optimizasyonu ile İlgili Çalışmalar	7
2.4. Genel Değerlendirme	9
3.MATERYAL VE METOT	10
3.1. Nano /Mikro Ölçekli Yapıların Mekanik Analizi	10
3.2. Kafes Sistemlerin Şekil Optimizasyonu ve YAK Yöntemi	16
3.2.1. Optimizasyon kavramı	16
3.2.2. Yapısal optimizasyon modelleri.....	17
3.2.3. Optimizasyon yöntemleri	18
3.2.4. Yapay Arı Kolonisi (YAK) algoritması	20
3.2.5. Mikro kafes yapıların optimizasyonu problemi	21
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	24
4.1. Elemanlı Makro Kafes	24
4.1.1. YAK algoritmasının performansı testi	25
4.1.2. Makro yapıda atomik parametresi etkisi araştırılması	27
4.1.3. Nano ölçekli 37 elemanlı kafes sistem	32
4.2. Literatürdeki Nano Örnekleri	37
4.2.1. 7 elemanlı kafes yapısı	38
4.2.2. 13 elemanlı kafes yapısı	49
5. SONUÇLAR	61
6. KAYNAKLAR.....	62
ÖZGEÇMİŞ	

AKADEMİK BEYAN

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Nano kafes sistemlerin şekil optimizasyonu” adlı bu çalışmanın, akademik kurallar ve etik değerlere uygun olarak yazıldığını belirtir, bu tez çalışmasında bana ait olmayan tüm bilgilerin kaynağını gösterdiğimi beyan ederim.

24/12/2021

Abdel-Hafız BOUCARİ YAHOU

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

a	: Karakteristik iç uzunluk
A	: Kesit alanı
e_0	: Küçük ölçekli yapının malzeme sabiti
E	: Elastisite modülü
d	: Adi diferansiyel operatörü
D^k	: Kinematik operatör
f	: Eksenel dış dağıtılmış kuvveti
f_c	: Klasik kuvvet vektörü
f_{nl}	: Yerel olmayan kuvvet vektörü
h	: Ağırlık fonksiyonudur
I	: Ortalama ağırlıklı kalıntı
K	: Eksenel ortamın rijitlik matrisi
$[k]$	: Genel rijitlik matrisi
L	: Karakteristik dış uzunluk
$[m]$	: Genel kütle matrisi
m_c	: Klasik dış burulma momenti vektörü
m_{nl}	: Yerel olmayan dış burulma momenti vektörü
M_c	: Klasik kütle matrisi
M_{nl}	: Yerel olmayan kütle matrisi
N_x	: Eksenel iç tesir
N_{po}	: Polen bölge sayısı
p	: Global iç kuvvet
P_{limit}	: Polen bölge limitine

$\overrightarrow{Per}$	: Tasarımın performans
R	: Kalıntı
SO	: Seçilme oranları
SP	: Toplam ceza
t	: Zaman
T	: Transformasyon matrisi
t_{xx}	: Klasik kayma gerilmesi
u	: Eksenel hareket bileşeni
u^e	: Sonlu elemanın toplam hareketi
u^t	: Toplam eksenel ve enine hareketini tanımlayan hareket vektörü
α	: Boyutsuz yerel olmayan parametre
ξ	: Boyutsuz koordinat
∂	: Kısmi diferansiyel operatörü
ρ	: Kütle yoğunluğu
σ_{xx}	: Klasik gerilme tansörü
$\emptyset$	: Şekil fonksiyonu
ω	: Doğal frekans
$\bar{\omega}$	: Boyutsuz frekans parametresi

Kısaltmalar

ABC-AP	: Yapay Arı Kolonisi ve uyarlanabilir cezalı fonksiyonu
ACCS	: Yapay Koroner Dolaşım Sistemi
BBBC	: Big Bang-Big Crunch
CSS	: Yüklü Sistem Araması
EACCS	: Geliştirilmiş Yapay Koroner Dolaşım Sistemi algoritması
FGM	: Fonksiyonel olarak derecelendirilmiş materyalleri
IFSA	: İnteraktif belirsiz arama algoritması

ISOS	: Geliştirilmiş simbiyotik organizma arama
KNT	: Karbon nanotüp
MYAK	: Modifiye edilmiş Yapay Arı Kolonisi
MBLS	: Geçiş Tabanlı Yerel Arama
MEMS	: Mikro-elektromekanik sistemleri
NEMS	: Nano-elektromekanik sistemleri
NHGA	: Melez oyuk genetik algoritması
PSO	: Parçacık Sürüşü Optimizasyon
ReDE	: Rulet çarkı seçimi-Elitist-Diferansiyel Evrim
SEY	: Sonlu Elemanlar Yöntemi
SGA	: Arama Grubu Algoritması
SOS	: Normal simbiyotik organizma arama
TLBO	: Öğretme-Öğrenme Tabanlı Optimizasyon
YAK	: Yapay Arı Kolonisi

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1. Sonlu eksenel eleman ve serbestlikleri	13
Şekil 4.1. Optimize edilmemiş 37 elemanlı makro kafes sistemi (eklenen kütle ile)	25
Şekil 4.2. Optimize edilmiş 37 elemanlı makro kafes örneği	27
Şekil 4.3. YAK algoritmasının arama geçmişi	27
Şekil 4.4. Optimize edilmemiş 37 elemanlı makro kafes sistemi (eklenen kütle ile)	28
Şekil 4.5. $e_0a = 0$ için 37 elemanlı makro kafes optimum şekli	30
Şekil 4.6. $e_0a = 0,5$ için 37 elemanlı makro kafes optimum şekli	30
Şekil 4.7. $e_0a = 1$ için 37 elemanlı makro kafes optimum şekli	30
Şekil 4.8. $e_0a = 1,5$ için 37 elemanlı makro kafes optimum şekli	30
Şekil 4.9. $e_0a = 2$ için 37 elemanlı makro kafes optimum şekli	31
Şekil 4.10. 37 elemanlı makro kafes için e_0a değerlerine göre frekans değişimi	31
Şekil 4.11. 37 elemanlı makro kafes için e_0a değerlerine göre ağırlık değişimi	32
Şekil 4.12. Optimize edilmemiş 37 elemanlı nano ölçekli kafes sistemi	33
Şekil 4.13. $e_0a = 0$ için 37 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli	35
Şekil 4.14. $e_0a = 0,5$ için 37 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli	35
Şekil 4.15. $e_0a = 1$ için 37 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli	35
Şekil 4.16. $e_0a = 1,5$ için 37 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli	35
Şekil 4.17. $e_0a = 2$ için 37 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli	36
Şekil 4.18. 37 elemanlı nano ölçekli kafes için e_0a değerlerine göre frekans değişimi	36
Şekil 4.19. 37 elemanlı nano ölçekli kafes için e_0a değerlerine göre ağırlık değişimi	37
Şekil 4.20. 7 elemanlı nano ölçekli optimize edilmemiş kafes örneği	38
Şekil 4.21. Birinci durum için a) $e_0a = 0$ b) $e_0a = 0,5$ c) $e_0a = 1$ d) $e_0a = 1,5$ ve e) $e_0a = 2$ elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli	41
Şekil 4.22. Birinci durum 7 elemanlı nano ölçekli kafes için e_0a değerlerine göre frekans değişimi	42
Şekil 4.23. Birinci durum 7 elemanlı nano ölçekli kafes için e_0a değerlerine göre ağırlık değişimi	42
Şekil 4.24. İkinci durum için a) $e_0a = 0$ b) $e_0a = 50$ c) $e_0a = 100$ d) $e_0a = 150$ ve e) $e_0a = 200$ elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli	44
Şekil 4.25. İkinci durum 7 elemanlı nano ölçekli kafes için e_0a değerlerine göre frekans değişimi	45
Şekil 4.26. İkinci durum 7 elemanlı nano ölçekli kafes için e_0a değerlerine göre ağırlık değişimi	45
Şekil 4.27. Üçüncü durum için a) $e_0a = 0$ b) $e_0a = 50$ c) $e_0a = 100$ d) $e_0a = 150$ ve e) $e_0a = 200$ elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli	47
Şekil 4.28. Üçüncü durum 7 elemanlı nano ölçekli kafes için e_0a değerlerine göre frekans değişimi	48
Şekil 4.29. Üçüncü durum 7 elemanlı nano ölçekli kafes için e_0a değerlerine göre ağırlık değişimi	48
Şekil 4.30. 13 elemanlı nano ölçekli optimize edilmemiş kafes örneği	49
Şekil 4.31. Birinci durum için $e_0a = 0$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli ..	50
Şekil 4.32. Birinci durum için $e_0a = 0,5$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli ..	51
Şekil 4.33. Birinci durum için $e_0a = 1$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli ..	51

Şekil 4.34. Birinci durum için $e_0a = 1,5$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli	51
Şekil 4.35. Birinci durum için $e_0a = 2$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli	51
Şekil 4.36. Birinci durum 7 elemanlı nano ölçekli kafes için e_0a değerlerine göre frekans değişimi	52
Şekil 4.37. Birinci durum 7 elemanlı nano ölçekli kafes için e_0a değerlerine göre ağırlık değişimi	52
Şekil 4.38. İkinci durum için $e_0a = 0$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli	54
Şekil 4.39. İkinci durum için $e_0a = 10$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli	54
Şekil 4.40. İkinci durum için $e_0a = 20$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli	54
Şekil 4.41. İkinci durum için $e_0a = 30$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli	55
Şekil 4.42. İkinci durum için $e_0a = 40$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli	55
Şekil 4.43. İkinci durum 13 elemanlı nano ölçekli kafes için e_0a değerlerine göre frekans değişimi	55
Şekil 4.44. İkinci durum 13 elemanlı nano ölçekli kafes için e_0a değerlerine göre ağırlık değişimi	56
Şekil 4.45. Üçüncü durum için $e_0a = 0$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli	57
Şekil 4.46. Üçüncü durum için $e_0a = 10$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli	57
Şekil 4.47. Üçüncü durum için $e_0a = 20$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli	58
Şekil 4.48. Üçüncü durum için $e_0a = 30$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli	58
Şekil 4.49. Üçüncü durum için $e_0a = 40$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli	58
Şekil 4.50. Üçüncü durum 13 elemanlı nano ölçekli kafes için e_0a değerlerine göre frekans değişimi	59
Şekil 4.51. Üçüncü durum 13 elemanlı nano ölçekli kafes için e_0a değerlerine göre ağırlık değişimi	59

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 4.1. YAK algoritmasının arama parametre değerleri.....	24
Çizelge 4.2. 37 elemanlı makro kafes malzeme ve kısıtlayıcı özellikler.....	25
Çizelge 4.3. 37 elemanlı makro kafes için YAK algoritmasının ve farklı yöntemlerin optimum sonuçları.....	26
Çizelge 4.4. Farklı e_0a değerleri ile 37 elemanlı makro kafes optimum çözümleri	29
Çizelge 4.5. 37 elemanlı nano ölçekli kafes sistemin malzeme ve kısıtlayıcı özellikleri	33
Çizelge 4.6. Farklı e_0a değerleri için 37 nano ölçekli kafes optimum değerleri	34
Çizelge 4.7. Kafes yapıların genel özellikleri.....	38
Çizelge 4.8. 7 elemanlı nano ölçekli düğüm noktalarının koordinatlarına ait alt ve üst limit değerleri ile referansta kullanılan değerleri	39
Çizelge 4.9. 7 elemanlı nano ölçekli kafesin birinci model için her e_0a değeri için frekans kısıtlayıcı ve optimum sonuçları	40
Çizelge 4.10. 7 elemanlı nano ölçekli kafesin ikinci durum için her e_0a değeri için frekans kısıtlayıcı ve optimum sonuçları	43
Çizelge 4.11. 7 elemanlı nano ölçekli kafesin üçüncü durum için her e_0a değeri için frekans kısıtlayıcı ve optimum sonuçları	46
Çizelge 4.12. 13 elemanlı nano ölçekli düğüm noktalarının koordinatlarına ait alt ve üst limit değerleri ile referansta kullanılan değerleri	49
Çizelge 4.13. 13 elemanlı nano ölçekli kafesin birinci durum için her e_0a değeri için frekans kısıtlayıcı ve optimum sonuçları	50
Çizelge 4.14. 13 elemanlı nano ölçekli kafesin İkinci durum için her e_0a değeri için frekans kısıtlayıcı ve optimum sonuçları	53
Çizelge 4.15. 13 elemanlı nano ölçekli kafesin üçüncü durum için her e_0a değeri için frekans kısıtlayıcı ve optimum sonuçları	57

1. GİRİŞ

Nano / mikro yapılar sağlık, ilaç sanayi, tekstil, elektronik, otomotiv, gıda gibi farklı sahalarda kullanılan ürünlerin tasarımıda sıkça tercih edilmektedir. Küçük ölçeklerde oluşturulan bu yapılar malzeme içinde moleküler düzeyde oluşan hataları minimize ederek daha dayanıklı daha hafif malzemelerin üretilmesine olanak sağlamaktadır. Böylece daha az malzeme ve enerji kullanımına ihtiyaç duyulur ve dünyadaki kaynakların korunmasında önemli yarar sağlar.

Küçük ölçekli malzeme teknolojisi ve mühendisliğinde, karbon nanotüpün (KNT) keşfi ve atomik kuvvet mikroskobu (AKM) ve mikroişlemci gibi farklı cihazların icadı, nano ve mikro-elektromekanik sistemleri (NEMS / MEMS) bileşenlerin mekanik modellemesi ve analizinin önemini arttırmıştır. Bu tür sistemlerde atomik ölçekli tüpler, teller, çubuklar ve grafen levhaların temel bileşenler olarak kullanılması, bu yapıların mekanik davranışları ve karakteristiklerinin araştırılmasına yol açmıştır. Çalışmaların simülasyonlara ve analitik yöntemlere dayandığı söylenebilir. Simülasyonlar pahalı olduğundan ve yüksek uzmanlık gerektirdiğinden, araştırmacılar mekanik nano / mikro kirişler, çubuklar, plakalar ve kabuklar için analitik formülasyonlarla farklı iç ve dış etkileri dikkate alarak analiz yapmayı tercih eder.

NEMS / MEMS'de en yüksek performansla kullanım için küçük boyutlu yapıların doğru tasarımını elde etmek çok önemlidir. Bu yapıların mekanik davranışları klasik elastisiteye dayalı olarak anlaşılamaz, çünkü deneysel bulgular klasik fizik yasaları ile tutarlı değildir. Sonuç olarak, kesin tasarımları elde edilemez. Bu ciddi sorunu ortadan kaldırmak için yaklaşık 20 yıldır daha üst düzey süreklilik teorileri kullanılmıştır. Eringen tarafından geliştirilen yerel olmayan elastisite teorisi, nano / mikro yapıların hesaplama mekaniği alanında en popüler olan bu teorilerden biridir. Yerel olmayan elastisiteye göre, bir referans noktasındaki gerilme, sadece bir bölgeyle değil, atomik cismin tüm noktasındaki gerilme ve gerinim ifadeleri ile ilişkilidir. Böylece, yapının iç boyut etkisi klasik elastisite ilkeleri ile genişleyerek ve bükülme, burkulma, burulma, titreşim veya bunların birleşik etkileri gibi birçok mekanik kısıtlama altında doğru çözümlere ulaşabilmektedir.

Nano / mikro yapılar her ne kadar küçük yapılar olsa da bu yapıların kapladığı hacimleri / boyutlarını küçültmek oldukça önemlidir. Ancak nano /mikro yapıların boyutlarını minimize ederken yapı elemanlarının kesit alanı, yapının düğüm koordinatları gibi birçok parametre değişken olarak alınabilir. Bu durumda oluşturabilecek tasarım çeşitliliği oldukça artmaktadır. Bu kadar çok tasarım çeşitliliği arasından en uygun tasarımı bulmak oldukça zordur. Bu nedenle deneme yanılma, tecrübe gibi geleneksel teknikler bu tip yapıların optimum tasarımın tespit edilmesinde başarılı olamamaktadır. Modern optimizasyon teknikleri bu tür problemlerin çözümünde en etkin araçlardır. Özellikle doğadan ilham alınarak geliştirilen meta-sezgisel teknikler karmaşık tasarım problemlerin çözümünde oldukça etkilidirler. Türevsel işlemler barındırmayan ve başlangıç çözümlerine ihtiyaç duymayan meta-sezgisel teknikler, her probleme özgün sezgi (yapay zekâ) tabanlı çözüm stratejisi belirleyerek en uygun çözüme ulaşır. Genetik algoritma, armoni arama, karınca kolonisi optimizasyonu belli başlı meta-sezgisel tabanlı

optimizasyon tekniklerine örnek verilebilir. Etkin meta-sezgisel tekniklerinden biri olan yapay arı kolonisi (YAK) algoritması kafes yapıların optimizasyonu olmak üzere birçok zorlu mühendislik problemlerin optimizasyonunda başarılı performans göstermiştir. Bu nedenle tez çalışmasında YAK tercih edilmiştir.

Optimizasyon problemi açısından kafes yapılar, yapısal optimizasyonunda en sık tercih edilen yapı türlerindendir. Özellikle meta-sezgisel tekniklerin ortaya çıkmasından sonra karmaşık zorlu kafes tasarım problemleri optimize edilebilir hale gelmiştir ve meta-sezgisel teknikler ile birçok kafes yapının boyut, şekil ve topoloji optimizasyonları ile ilgili çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalarda yapı malzemesi olarak makro yapılarda kullanılan çelik gibi malzemesi tercih edilmiştir. Kısmen alüminyum, ahşap gibi farklı malzemelerde kullanılmıştır. Ancak, KNT gibi nano teknoloji alanında kullanılan malzemelerle ilgili bir kafes optimizasyonu göze çarpmamaktadır. Bununla birlikte literatürde mikro /nano ölçekte yerel olmayan elastisite teorisini dikkate alan çalışmaya rastlanmamıştır. Mevcut tez çalışması ile mikro / nano ölçekte kafes yapılar ilk defa optimize edilmiş olup, bu yapıların optimum geometrileri hakkında literatüre özgün bir çalışma kazandırılmıştır.

Tez çalışmasının ana amacı KNT'li kafes sistemlerin optimum şeklini araştırmaktır. Bu amaç doğrultusunda MATLAB programlama dili kullanılarak KNT'li kafes sistemlerin optimum tasarımını yapan bir yazılım geliştirilmiştir. Optimizasyon probleminin amacı, KNT kafes sistemlerin ağırlığını minimize etmek olarak belirlenmiştir. Kafes düğüm noktalarının x ve y koordinatları optimizasyon probleminin tasarım değişkenleri olarak belirlenmiştir. Optimizasyon probleminin sınırlayıcıları KNT kafes sistemlerin doğal frekansları olarak seçilmiştir. Optimizasyon yöntemi olarak son yıllarda geliştirilmiş etkin meta-sezgisel yöntemlerden Yapay Arı Kolonisi (YAK) optimizasyonu yöntemi kullanılmıştır. Kafes sistemlerin analizinde yerel olmayan elastisite teorisini dikkate alınmış olup farklı atomik parametrelerde optimum kafes geometrisinin nasıl değiştiği de araştırılmıştır.

Yapılacak tez çalışmasının geri kalan kısımların ana hatları şu şekilde belirtilebilir. İkinci bölümde KNT'li kafes yapıların analizi, kafes sistemlerin optimizasyonu ve yapı optimizasyonu probleminde YAK algoritmasının kullanımı ile ilgili geniş kaynak taraması sunulmuştur. Üçüncü bölümde kafes sistemlerin analizinde yerel olmayan elastisite teorisi, optimizasyon kavramı, KNT kafes sistemlerin optimizasyon problemi ve YAK algoritması detaylı şekilde açıklanmıştır. Dördüncü bölümde, tez çalışmasında geliştirilen algoritma literatürde daha önce kullanılmış 3 farklı tasarım problemlerine uygulanması sonucu elde edilen bulgular incelenmiştir. Ayrıca bu örneklerin farklı atomik parametrede kafes geometrilerinin nasıl değiştiği irdelenmiştir. Beşinci bölümde bir önceki bölümde elde edilen sonuçlar tartışılacaktır. Altıncı bölümde tartışma sonucu ortaya çıkan sonuçlardan bahsedilmiştir.

2. KAYNAK TARAMASI

2.1. Nano /Mikro Boyuttaki Yapıların Mekanik Analizi ile İlgili Çalışmalar

Nano teknoloji kavramının oldukça yeni olması sebebiyle bu boyuttaki yapıların mekanik analizi ilgili çalışmalar oldukça yeni olup güncelliğini fazlasıyla korumaktadır. Literatürde farklı elastisite teorileri kullanılarak nano /mikro boyuttaki yapıların mekanik analizi ile ilgili çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Katı mekaniğe ilk yerel olmayan elastisite uygulaması olan Euler-Bernoulli kirişlerinin eğilme yanıtı Peddieson vd. (2003) tarafından araştırılmıştır. Bunun için Eringen yerel olmayan esneklik teorisi kullanılarak Euler-Bernoulli kirişleri için yerel olmayan teorisini formüle etmişler, dört problem çözerek kirişlerde yerel olmayan etkilerini göstermişlerdir. Analizlerin sonunda, sadece nano boyutundaki kirişlerin yerel olmayan etkileri görünmektedir.

Reddy (2007), dört farklı kiriş formülasyonunu kullanarak elastik kirişlerin yerel olmayan bükülmesi, serbest titreşimi ve burkulmasını gerçekleştirmiştir. Burada sunulan teorik gelişme ve sayısal çözümler kirişlerin, plakaların ve kabukların yerel olmayan teorileri için referans olarak kullanıldı. Kirişlere yerel olmayan etki dahil edildiğinde, bükülmesini ve büyüklüğünü artırdığını, burkulma yüklerini ve doğal frekanslarını azalttığını tespit etmiştir.

Reddy ve Pang (2008), Euler-Bernoulli ve Timoshenko kiriş modellerinin farklı sınır koşullarına sahip karbon nanotüplerin bükülmesini, serbest titreşimini ve burkulmasını formüle ettiler. Çalışmada yerel olmayan parametrelerin etkisinin bükülmeyi arttırmak, burkulma yükünü ve temel frekansları azaltmak olduğunu vurgulanmıştır.

Thai (2012), Eringen'in yerel olmayan diferansiyel kurucu denklemleri kullanılarak nano kirişlerin eğilmesi, burkulması ve titreşimi için yerel olmayan kesme deformasyon kiriş teorisi önerilmiştir. Bulduğu sonuçları Timoshenko ve Reddy kiriş teorileri tarafından tahmin edilenlerle karşılaştırmıştır. Thai (2012), diğerleri gibi yerel olmayan parametresini aynı bulmuştur ve o parametrenin yüksek değerinde olduğunda etkilerini daha belli olduğunu eklemiştir.

Mikro kiriş modellerinin serbest titreşim analizi Kong vd. (2008) tarafından değiştirilmiş çift gerilme elastisite ile verilmiştir. Doğal frekanslarının boyuta bağlı olduğu bulunmuştur. İki mikro kirişlerin doğal frekansları arasındaki fark çok önemlidir ve makro ölçekte o farkın küçük olduğunu bulunmuştur.

Euler-Bernoulli, Timoshenko ve Reddy mikro kirişlerin modelinin burkulma problemi minimum potansiyel enerji prensibi kullanılarak modifiye edilmiş çift gerilme teorisine dayalı olarak Mohammad-Abadi ve Daneshmehr (2014) tarafından incelenmiştir. Kirişlerin boyutu rijitliğini etkilediğini gösterilmiştir bunun yanı sıra mikro kirişler makro kirişlerden daha rijittir.

Bernoulli–Euler kiriş teorisi model kullanılarak eksenel olarak yüklenmiş nano boyutlu kirişlerin stabilite problemi için gerilme gradyan ve modifiye edilmiş çift gerilme teorileri kullanılarak problemin analitik çözümü Akgoz ve Civalek (2011) tarafından sunulmuştur. Analizlerin sonunda, iki yüksek dereceden teori tarafından tahmin edilen kritik burkulma yükleri arasındaki farklılıkların nedeni yapısal denklemlerdeki ek malzeme uzunluğu ölçek parametrelerinin sayısı ile açıklanabilir bulunmuştur.

Rahaeifard vd. (2013), Bernoulli–Euler kiriş teorisi model kullanılarak gerilme gradyan teorisi kullanarak analiz edilmişlerdir. Analiz sonucunda çıkan sonuçları tahmin edilen modifiye edilmiş çift gerilme ve klasik teoriler (gerilme gradyan teorisinin özel durumu olan) sonuçlarla karşılaştırmışlardır.

Wang ve Li (2012), nano plakalar eğilme davranışları yerel olmayan süreklilik teorisi ile incelemiştir. Çalışmada Mindlin ve Kirchhoff yerel olmayan plaka modelleri kullanılmıştır. Analizler sonunda Mindlin yerel olmayan plaka modelinin kalın nano plakaya daha uygun olduğu bulunmuştur.

Barretta vd. (2019), boyuta bağlı elastostatik eksenel simetrik halka şeklindeki nano plakaların, strese dayalı yerel olmayan integral esneklik metodolojisi ile incelenmiştir. Çıkan sonuçları Reissner'in varyasyonel prensibi tarafından geliştirilen gerilme gradyan elastiklik modeli ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmadan gerilme gradyan modelinin ölçek parametresinden bağımsız yapısal tepkiler sağlayabildiği gösterilmiştir.

Srividhya vd. (2018), statik yüklere maruz kalan fonksiyonel olarak derecelendirilmiş plakaların yerel olmayan doğrusal olmayan analizi incelenmiştir. Reddy'nin üçüncü dereceden kayma deformasyon teorisinin FGM (fonksiyonel olarak derecelendirilmiş materyalleri) plakalarının analizi için denge denklemleri, Eringen'in yerel olmayan diferansiyel yapısal modeline ve von Kármán doğrusal olmayan gerilmelere göre türetilir. Analizlerin sonunda, Eringen'in yerel olmayan modelinin, FGM plakalarının yapısal rijitliğinin azalmasına neden olduğu ve dolayısıyla yerel olmayan parametre ile eğilme arttığı gözlemlenmiştir.

Zenkour ve Sobhy (2013), Tek katmanlı grafen levhaların elastik ortam üzerindeki termal burkulması için yerel olmayan bir elastikiyet modeli, sinüzoidal kayma deformasyon plakası teorisi kullanılarak geliştirmiştir. Çalışmada küçük ölçekli etkileri tüm grafen levhalar için kullanılabilir olduğu görülmüştür. Yerel olmayan model tarafından tahmin edilen kritik burkulma sıcaklığının büyüklüğü sadece grafen levhaların geometrik parametrelerine değil, aynı zamanda yerel olmayan parametrenin değerlerine de bağlı olduğu bulunmuştur.

Daneshmehr vd. (2015), küçük ölçekli etkileri nanoplakaların serbest titreşim davranışları incelenmiştir. Bunu için Erigen yerel olmayan teorisi ve dördüncü dereceli kayma deformasyon teorisi kullanılarak analiz yapılmıştır. Bu çalışma sonunda frekans oranı nanoplakaların boyut ölçeği parametre ile ters oranı olduğu bulunmuştur.

Yukarıdaki çalışmalar incelendiğinde konularla ilgili birçok çalışma olmasına rağmen nano / mikro ölçekli yapıların optimizasyonu ile ilgili (Uzun vd. 2019) çalışması dışında bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu çalışmada da yerel olmayan elastisite teorisi yerine klasik elastisite teorilerinin kullanıldığı görüşmüştür. Bu nedenle tez çalışması nano / mikro ölçekli yapıların yerel olmayan elastisite teorisi ile optimizasyonu alanında özgün değere sahiptir.

2.2. Kafes Sistemlerin Frekans Kısıtlayıcısı Hakkında Şekil Optimizasyonu ile İlgili Çalışmalar

Giriş bölümünde de bahsedildiği gibi kafes optimizasyonu, yapı optimizasyonunda kullanılan en sık optimizasyon problemlerinden biri olması sebebiyle literatürde kafes optimizasyonu ile ilgili birçok çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmaların genelinde, kıyaslama (Benchmark) tasarım kafes yapılarının örnekleri üzerinde farklı optimizasyon algoritmalarıyla frekans kısıtlayıcı altında optimize edilmiştir. Bu çalışmalarının tamamını sunmak yerine, Kafes sistemlerinin frekans kısıtlayıcısı hakkında şekil optimizasyonu ile ilgili başlıca çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Literatür taramasında genellikle araştırmalar kıyaslama (Benchmark) tasarım kafes yapılarının örnekleri üzerinde farklı optimizasyon algoritmalarıyla frekans kısıtlayıcısı altında optimize edilmiştir. Bunlar arasında;

Lingyun vd. (2005), kafes sistemlerinin şekil ve boyut optimizasyonu için melez oyuk genetik algoritması (NHGA) sunmuştur. NHGA, genetik algoritması baz alınarak geliştirildi. Analizler 10 aşamada yapılmıştır. Benchmark örneklerden 10, 37 ve 52 elemanlı kafes yapıları frekans kısıtlayıcı altında şekil ve boyut optimizasyonu NHGA yöntemiyle yapılmıştır.

Gomes (2011), kafes kütle boyut ve şekil optimizasyonunu frekans kısıtlayıcısı altında incelemiştir. Bu çalışmayı gerçekleştirmek için Parçacık Sürüsü Optimizasyon (PSO) algoritması kullanılmıştır. Parçacık Sürüsü Optimizasyon algoritma hayvanların sosyal davranışları incelenerek ortaya çıkmıştır. 10, 72, 37 ve 52 elemanlı kafes sistemleri bu çalışmada kıyaslama örnekleri olarak kullanılmıştır.

A Kaveh ve Zolghadr (2012), doğal frekans kısıtlayıcısı altında Yüklü Sistem Araması (CSS) ve Büyük patlama-Büyük küçülme (BBBC) tuzak tanıma özelliğine sahip algoritmalarının melezleştirilmesi kafes optimizasyonu ile yapılmıştır. Melez algoritma, CSS algoritması ile başlayıp tuzak (çözüm üretmiyor) bulana kadar devam CSS algoritması ile devam etmektedir. Tuzak bulunduğu BBBC algoritması yardımıyla tuzak ortadan kaldırılıyor ve algoritma CSS ile çözüm üretmeye devam etmektedir. Bu melez algoritmanın performans testinde 10, 52, 72, 120 ve 200 elemanlı kafes yapıları tercih edilmiştir.

Gholizadeh ve Barzegar (2013), çalışmasında çoklu frekans kısıtlayıcısı altında kafes yapılarının şekil optimizasyonunu Sıralı armoni arama algoritması yardımıyla

sunmuştur. Kıyaslama örnekleri olan 37, 52 ve 200 elemanlı kafes yapıların şekil optimizasyonunu mevcut algoritmayla yapmıştır.

A Kaveh ve Khayatazad (2013), ışın optimizasyonunu kullanarak frekans kısıtlayıcı altında kafes yapılarının şekil ve boyut optimizasyonu yapılmıştır. Işın optimizasyon algoritması ışığın hareketini inceleyerek geliştirmiş bir meta-sezgisel yöntemdir. Işın yönteminin performansı dördüncü köprü ve kıyaslama tasarım örneklerinden 37, 72, 120 ve 200 elemanlı kafes yapıları ile analiz edilmiştir.

Baghlani ve Makiabadi (2013), şekil ve boyut optimizasyonu yapmak için Öğretme-Öğrenme Tabanlı Optimizasyon (TLBO) algoritmasını kullanmıştır. TLBO adından anlaşıldığı gibi okul ve sınıfta eğitimi ilkesinden esinlenerek ortaya çıkarılmıştır. Çalışmada benchmark (kıyaslama) örneklerden 10, 37, 52 ve 72 elemanlı kafes sistemleri TLBO algoritması ile optimize edilmiştir.

A Kaveh vd. (2015), yunus yankı ile yer belirleme (eko-yerleşim) algoritması ile kafes yapılarının frekans kısıtlayıcı altında boyut ve şekil optimizasyonu çalışması sunulmuştur. Çalışmada benchmark (kıyaslama) tasarım örneklerden 10, 37, 52 ve 72 elemanlı kafes yapıları optimize edilmiştir.

Gonçalves vd. (2015), kafes yapıları Arama Grubu Algoritması (SGA) ile optimize edilmiştir. SGA yöntemi temel olarak beş adımdan oluşturulur ve tasarım alanının keşfi ve kullanımı arasında iyi bir denge sağlamaya çalışır. Çalışmada kıyaslama örneklerinden 10, 37, 11, 15, 24 ve 20 elemanlı kafes yapıları incelenmiştir. Bu örnekler arasından 10 ve 37 elemanlı kafes yapıların frekans kısıtlayıcı altında şekil ve boyut optimizasyonu yapılmıştır.

A Kaveh ve Zolghadr (2017), tarafından Tug of War (ya da halat çekme) Optimizasyon algoritması kullanılarak kafes yapıları frekans kısıtlayıcı altında şekil ve boyut optimizasyonu yapılmıştır. 10, 37, 52 ve 72 elemanlı Benchmark kafes yapıları Tug of War analiz edilmiş ve yöntemin performansı referans sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Ho-Huu vd. (2018), rulet çarkı seçimi-Elitist-Diferansiyel Evrim (ReDE) isimli hibrid optimizasyon yöntemi geliştirmiştir. Çalışmada 10, 72, 120, 37 ve 52 elemanlı Benchmark kafes yapı örnekleri ReDE yardımıyla optimize edilmiştir. Bu örneklerden 37 ve 52 elemanlı kafes yapıları için boyut ve şekil optimizasyonu diğerleri için ise sadece boyut optimizasyonu uygulanmıştır.

Assimi ve Jamali (2018), frekans kısıtlayıcı altında kafes sistemi melez bir algoritma ile optimize edilmiştir. Bu algoritma genetik programlama ve Nelder – Mead'i optimizasyon algoritmalarından oluşturmuştur. Benchmark örneklerden 20, 24 ve 72 elemanlı kafes sistemleri mevcut algoritma ile optimize edilmiştir.

Jalili ve Talatahari (2018), tarafından Yüklü Sistem Araması (CSS) ve Geçiş Tabanlı Yerel Arama (MBLS) birleştirilerek yeni melez optimizasyonu sunulmuştur. Sunulan yöntem kıyaslama (benchmark) kafes 37, 52, 120, 200 ve 942 elemanlı yapıların frekans kısıtlayıcısı altında boyut ve şekli optimizasyonu probleminde kullanılmıştır.

A. Kaveh ve Zolghadr (2018), yaptığı gözden geçirme makalede kafes yapıların frekans kısıtlayıcı altında farklı meta sezgisel optimizasyon yöntemleri sunulmuştur. Bu makalede toplam yirmi sekiz yöntem hakkında bahsedilmiş. Sadece ilk on dört yöntem için detayları verilmiş. Benchmark en yaygın altı tasarım örnek alıp sunulduğu yöntemleri literatürde çıkan sonuçları karşılaştırmıştır.

Tejani vd. (2018), kafes yapıları frekans kısıtlayıcı altında geliştirilmiş simbiyotik organizma arama (ISOS) optimizasyon yöntemiyle şekil ve boyut optimizasyonu yapılmıştır. Normal simbiyotik organizma arama (SOS) doğadaki organizmalar arasında görülen biyolojik bağımlılık incelenerek üç aşamada oluşturulmuştur. ISOS, SOS'in üçüncü aşamadaki parazitlik aşaması geliştirilerek ortaya çıkarılmıştır. ISOS'un performansı, benchmark altı tasarım kafes yapıları örnekleri üzerinde analiz edilmiştir.

Ali Kaveh ve Kooshkbaghi (2019), yaptığı çalışmada Geliştirilmiş Yapay Koroner Dolaşım Sistemi algoritması (EACCS) kullanılarak kafes yapıların çoklu frekans kısıtlayıcı altında şekil ve optimizasyon yapılmıştır. Yapay Koroner Dolaşım Sistemi (ACCS) algoritması koroner ağacı incelenerek kurulmuştur. EACCS, ACCS geliştirilerek 7 aşamada çalışır. Bu algoritma verimli olup olmadığını göstermek için benchmark altı tasarım örnekleri kullanılmıştır. İlk dört örnekte sadece şekil optimizasyonu ve son iki örnekte şekil ve boyut optimizasyonu yapılmıştır.

Mortazavi (2021), interaktif belirsiz arama algoritması (IFSA) yardımıyla frekans kısıtlayıcı altında kafes ve yerleştirme optimizasyonu uygulamıştır. IFSA iki temel modele dayanarak yedi aşamada çalışır. Çalışmada Beş farklı kıyaslama tasarım örnekleri kullanılmıştır.

Yapılan literatür çalışması sonucunda kafes optimizasyonunun en sık uygulanan yapı optimizasyonu problemlerinden biri olduğu ve yeni geliştirilen optimizasyon yöntemlerin yapısal optimizasyon problemleri üzerindeki performansını test etmede kafes yapıların kıyaslama örnekleri olarak kullanıldığı görülmektedir. Ancak, bu örneklerin hemen hemen hepsinin makro ölçüde olduğu görülmekte olup mikro veya nano ölçekli kafes yapıların şekil optimizasyonu ile ilgili bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu tez çalışması ile mikro/ nano ölçekli kafes yapıların şekil optimizasyonu yapılarak optimum şekillerin makro ölçekli kafes yapılara göre nasıl değiştiği incelenecektir. Böylece nano ve makro ölçekli kafes yapıların optimum şekillerinin karşılaştırılması açısından literatüre yenilikçi bir katkı sunulacaktır.

2.3. Kafes Sistemlerin Frekans Kısıtlayıcısı Hakkında Yapay Arı Kolonisi Algoritması ile Şekil Optimizasyonu ile İlgili Çalışmalar

YAK algoritması oldukça güçlü ve etkin bir meta-sezgisel yöntem olup literatürde YAK'ın birçok yapı optimizasyonu problemlerine uygulaması ile ilgili çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmaların tamamı vermek yerine sadece kafes optimizasyonu problemine olan uygulaması ile ilgili çalışmalar aşağıda verilmiştir.

Sonmez (2011), yaptığı çalışmada kafes sistemleri YAK ve uyarlanabilir cezalı fonksiyonu (ABC-AP) ile optimize edilmiştir. Çalışmada amaç olarak kafesin ağırlığını en aza indirmek olarak alınmıştır. Sönmez beş kafes örnek üzerinde YAK'ın performansını test etmiştir ve YAK yönteminin daha verimli olduğunu göstermiştir.

Gerhardt ve Gomes (2012), mühendislik optimizasyon problemleri için YAK algoritmasını kullanmıştır. Bu çalışmada kafes sistemleri frekans kısıtlayıcı altında şekil ve boyut optimizasyonu YAK yöntemi ile yapılmıştır. 10 ve 52 elemanlı kafes sistemleri kıyaslama örnekleri olarak kullanılmıştır. Çalışmada amaç kafesin kütle ve maliyetini en aza indirmektir. Analizler sonunda YAK'ın güçlü bir yöntem olduğunu görülmüştür.

Değertekin vd. (2013), kafes sistemleri yer değiştirme ve gerilme kısıtlayıcı altında Modifiye edilmiş Yapay Arı Kolonisi (MYAK) algoritması ile optimize etmiştir. Kıyaslama örneklerden 200 elemanlı kafes sistemi MYAK yöntemi ile optimize edilmiştir. Çıkan sonuçlar literatürde mevcut çalışmalarıyla karşılaştırılmıştır ve MYAK'ın diğer yöntemlere göre daha iyi bir netice verdiğini görülmüştür.

Joubari vd. (2014), frekans kısıtlayıcı altında kafes yapılarının boyut optimizasyonu yapmıştır. Kıyaslama örneklerden 10 ve 72 elemanlı kafes sistemleri optimize edilmiştir. Mashinchi çıkan sonuçları literatürdeki aynı örnekleri çözen üç çalışma ile karşılaştırmıştır. Karşılaştırmalar sonunda ABC yöntemi daha verimli olduğunu görülmüştür.

Özer SEVİM (2014), yaptığı çalışmada yer değiştirme ve gerilme kısıtlayıcı altında kafes ve düzlemsel çelik yapıların geliştirilmiş YAK yöntemi ile optimum tasarımlar sunmuştur. Sevim, kıyaslama örneği olan 10 elemanlı kafes yapı optimize edip literatürdeki diğer yöntemlerle karşılaşmış ve geliştirmiş YAK yönteminin daha etkili ve güçlü olduğunu söylemiştir.

SEVİM ve SÖNMEZ (2014), yaptığı çalışmada yer değiştirme ve gerilme kısıtlayıcı altında kafes ve düzlemsel çelik yapıların geliştirilmiş YAK yöntemi ile optimum tasarımlar sunmuştur. Sevim, kıyaslama örneği olan 10 elemanlı kafes yapı optimize edip literatürdeki diğer yöntemlerle karşılaşmış ve geliştirmiş YAK yönteminin daha etkili ve güçlü olduğunu söylemiştir.

Yukarıdaki çalışmalar incelendiğinde çalışmalarının tamamı makro ölçekli kafes yapıların optimizasyonu problemi ile ilgilidir. Mikro/Nano ölçekte kafes sistemleri optimizasyonu konusunda YAK yönteminin kullanıldığı bir çalışmaya literatürde rastlanmamıştır. Mevcut tez çalışmasından elde edilen sonuçlar doğrultusunda mikro/Nano ölçekte kafes sistemleri optimizasyonu probleminde YAK yönteminin performansının test edilmesi ile ilgili literatüre yenilikçi veriler sunulacaktır.

2.4. Genel Değerlendirme

Literatür çalışması sonucunda, tez çalışmasının sunacağı özgün değerler aşağıda özetlenmiştir:

1-Nano/mikro yapıların boyut etkisi dikkate alınarak şekil optimizasyonun ilk defa yapılmıştır ve boyut etkisi altında en optimal yapı şekilleri elde edilmiştir.

2-Nano/mikro ölçekli kafes sistemlerin frekans kısıtlayıcıları altında ilk defa optimize edilmiştir ve frekans kısıtlarının optimum kafes şekil üzerine etkileri araştırılmıştır

3- YAK yöntemi ilk defa nano/mikro ölçekli yapıların optimizasyonunda kullanılmıştır ve YAK yönteminin bu problemdeki performansı test edilmiştir.

3. MATERYAL VE METOT

3.1. Nano /Mikro Ölçekli Yapıların Mekanik Analizi

Kafes yapılar elemanları eksenel kuvvete maruz kalan taşıyıcı sistemlerdir. Buna göre kafes taşıyıcı elemanlarının gerilme-kuvvet ilişkileri aşağıdaki gibi verilir

$$\int_v t_{xx} dA = N_x, \quad \frac{\partial t_{xx}}{\partial x} = \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{f}{A}, \quad \int_A \sigma_{xx} dA = EA \frac{\partial u}{\partial x} \quad (3.1)$$

Burada A, E, ρ, u, N_x ve f terimleri sırayla kesit alanı, elastisite modülü, kütle yoğunluğu, eksenel hareket bileşeni, yerel olmayan olmayan eksenel iç kuvvet, eksenel dış dağıtılmış kuvveti temsil ederler. t_{xx} ve σ_{xx} sırayla yerel olmayan kayma ve eksenel gerilmelerini belirtir. Birkaç matematiksel işlemden sonra, yerel olmayan eksenel hareket denklemi şu şekilde elde edilir:

$$EA \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + f + (e_0 a)^2 \rho A \frac{\partial^2 u}{\partial x^2 \partial t^2} - (e_0 a)^2 \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} = 0 \quad (3.2)$$

Burada e_0 atomik yapının malzeme sabitini, a atomik yapının iç karakteristik uzunluğunu temsil eder.

(3.2) numaralı diferansiyel denklemde u ve f terimleri hem zaman hem de konuma bağlı fonksiyonlardır. ($u = u(x, t)$ ve $f = f(x, t)$).

Kafes yapıların titreşim analizinin temelinde, genellikle sonlu elemanlar yöntemi (SEY) kullanılır. SEY'e göre eksenel hareket iki düğümlü sonlu çubuk elemanının hareketi şu şekilde tanımlanabilir:

$$u = \{\emptyset\} \{u^e\} \quad (3.3)$$

Burada $\{\emptyset\}$ ve $\{u^e\}$ sırasıyla şekil fonksiyonu ve düğüm yer değiştirme vektörleridir ve aşağıdaki gibi hesaplanırlar.

$$\{\emptyset\} = \{\emptyset_1 \ \emptyset_2\} = \{1 - \xi \ \xi\} = \left\{1 - \frac{x}{L} \ \frac{x}{L}\right\} \quad (3.4)$$

$$\{u^e\} = \{u_1 \ u_2\}^T \quad (3.5)$$

Denklem (3.4)'te L atomik cismin dış özellikleri uzunluğu ve ξ ifadesi boyutsal olmayan koordinatı temsil eder. Ayrıca, eğrisel hareketin konuma göre türevi aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} = D^k u = B u^e \quad (3.6)$$

Burada $D^k \emptyset = B$ ve D^k kinematik operatördür. Ağırlıklı kalıntı formülasyonuna göre, ortalama ağırlıklı kalıntı şu şekilde yazılabilir:

$$I = \int_{x_i}^{x_j} h R dx = \int_0^L h \left[EA \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + f + (e_0 a)^2 \rho A \frac{\partial^2 u}{\partial x^2 \partial t^2} - (e_0 a)^2 \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} \right] dx \quad (3.7)$$

Burada h ağırlık fonksiyonudur ve R kalıntı değeridir. Denk. (3.7) beş farklı integral ifadesine ayrılabilir ve bu ifadelerin kısmi entegrasyon sonuçları şu şekilde elde edilir:

$$\begin{aligned} I_1 &= \int_0^L EA h \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} dx = EA h \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_0^L - \int_0^L EA \frac{\partial h}{\partial x} \frac{\partial u}{\partial x} dx, \\ I_2 &= \int_0^L \rho A h \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} dx, \\ I_3 &= \int_0^L h f dx, \\ I_4 &= \int_0^L (e_0 a)^2 \rho A h \frac{\partial^4 u}{\partial x^2 \partial t^2} dx \\ I_4 &= (e_0 a)^2 \rho A h \frac{\partial^3 u}{\partial x \partial t^2} \Big|_0^L - \int_0^L (e_0 a)^2 \rho A \frac{\partial h}{\partial x} \frac{\partial^3 u}{\partial x \partial t^2} dx, \\ I_5 &= \int_0^L (e_0 a)^2 h \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} dx \\ I_5 &= (e_0 a)^2 h \frac{\partial f}{\partial x} \Big|_0^L - \int_0^L (e_0 a)^2 \frac{\partial h}{\partial x} \frac{\partial f}{\partial x} dx \end{aligned} \quad (3.8)$$

Denklem (3.8) Denklem (3.7) içinde kullandığında denklem (3.2)'nin zayıf formunu verir.

$$\begin{aligned} \int_0^L \left[-EA \frac{\partial h}{\partial x} \frac{\partial u}{\partial x} - \rho A h \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + h f - (e_0 a)^2 \rho A \frac{\partial h}{\partial x} \frac{\partial^3 u}{\partial x \partial t^2} \right. \\ \left. + (e_0 a)^2 \frac{\partial h}{\partial x} \frac{\partial f}{\partial x} \right] dx = 0 \end{aligned} \quad (3.9)$$

Denklem (3.4) ve Denklem (3.6) kullanarak, Denklem (3.9) şu şekilde yeniden yazılabilir:

$$\begin{aligned} \int_0^L EA(B^T B)u^e dx + \int_0^L \rho A(\phi^T \phi)\ddot{u}^e dx + \int_0^L (e_0 a)^2 \rho A(B^T B)\ddot{u}^e dx \\ - \int_0^L f \phi^T dx - \int_0^L (e_0 a)^2 f' B^T dx = 0 \end{aligned} \quad (3.10)$$

Denklem (3.10) genel formu şu şekilde ifade edilir.

$$Ku^e + (M_c + M_{nl})\ddot{u}^e = f_c + f_{nl} \quad (3.11)$$

Burada K eksenel rijitlik matrisi, M_c klasik kütle matrisi, M_{nl} yerel olmayan (veya boyuta bağlı) kütle matrisi, f_c klasik kuvvet vektörü ve f_{nl} yerel olmayan kuvvet vektörüdür. u^e ve $\ddot{u}^e$ sırasıyla eksenel yer değiştirme ve ivme vektörlerini gösterir. Bu matrisler ve vektörler aşağıdaki gibi türetilir:

$$K = \int_0^L EA(B^T B)dx = \int_0^L EA \begin{Bmatrix} \phi'_1 \\ \phi'_2 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \phi'_1 & \phi'_2 \end{Bmatrix} dx = \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}, \quad (3.12)$$

$$M_c = \int_0^L \rho A(\phi^T \phi)dx = \int_0^L \rho A \begin{Bmatrix} \phi_l \\ \phi_2 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \phi_l & \phi_2 \end{Bmatrix} dx = \frac{\rho AL}{6} \begin{bmatrix} 2 & l \\ l & 2 \end{bmatrix}, \quad (3.13)$$

$$M_{nl} = \int_0^L (e_0 a)^2 \rho A(B^T B)dx = \int_0^L (e_0 a)^2 \rho A \begin{Bmatrix} \phi'_1 \\ \phi'_2 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \phi'_1 & \phi'_2 \end{Bmatrix} dx \quad (3.14)$$

$$M_{nl} = \frac{(e_0 a)^2 \rho A}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix},$$

$$f_c = \int_0^L f \phi^T dx = \int_0^L f \begin{Bmatrix} \phi_l \\ \phi_2 \end{Bmatrix} dx = fL \begin{Bmatrix} l/2 \\ l/2 \end{Bmatrix}, \quad (3.15)$$

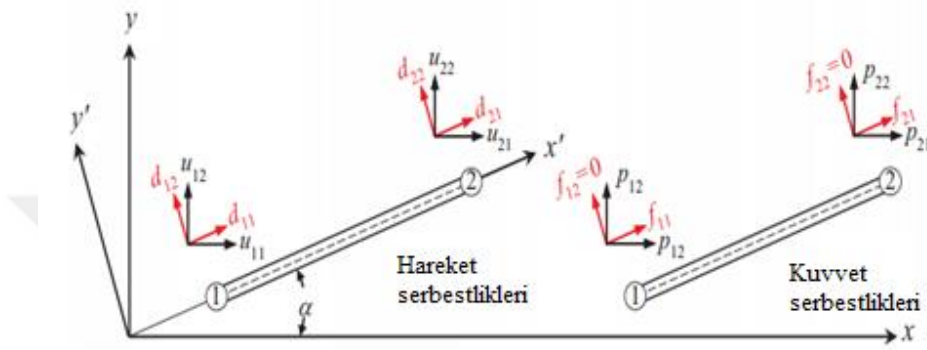
$$f_{nl} = \int_0^L (e_0 a)^2 f' B^T dx = \int_0^L (e_0 a)^2 \begin{Bmatrix} \phi'_1 \\ \phi'_2 \end{Bmatrix} dx = (e_0 a)^2 f' \begin{Bmatrix} -1 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (3.16)$$

Serbest titreşim durumunda, kuvvet bileşenleri sıfıra eşittir. Kafes yapıların yerel olmayan serbest titreşim çözümünü elde etmek için, yukarıdaki matrislerin global bir koordinat sisteminde ifadeler elde edilmelidir. Bunun için ilk olarak, sonlu eksenel eleman için global ve lokal koordinatlar arasındaki ilişki aşağıdaki ifadeler ile tanımlanır.

$$d_{11} = u_{11} \cos \alpha + u_{12} \sin \alpha, d_{12} = -u_{11} \sin \alpha + u_{12} \cos \alpha \quad (3.17)$$

$$d_{21} = u_{21} \cos \alpha + u_{22} \sin \alpha, d_{22} = -u_{21} \sin \alpha + u_{22} \cos \alpha \quad (3.18)$$

Burada, 1 ve 2 alt indisleri sonlu çubuk serbestlik derecelerini, d_{11} ve d_{21} lokal eksenel, d_{12} ve d_{22} lokal enine hareketli serbestlik. u_{11} ve u_{21} global eksenel, u_{12} ve u_{22} global enine hareket serbestlik. α elemanın yön açısıdır. Sonlu eksenel çubuk ve serbestlikleri Şekil 1'de gösterilmektedir. Şekilde, yerel ve global koordinat sistemi sırasıyla $x'y'$ ve xy olarak gösterilmektedir.



Şekil 3.1. Sonlu eksenel eleman ve serbestlikleri

Aşağıdaki ifade, eksenel çubuğun tüm serbestlikleri için açıklanabilir

$$u^t = \underbrace{\begin{bmatrix} \emptyset_1 & 0 & \emptyset_2 & 0 \\ 0 & \emptyset_1 & 0 & \emptyset_2 \end{bmatrix}}_{[\emptyset]} \underbrace{\begin{Bmatrix} u_{11} \\ u_{12} \\ u_{21} \\ u_{22} \end{Bmatrix}}_{\{u\}} \quad (3.19)$$

Burada u^t , kafesin toplam eksenel ve enine hareketini tanımlayan hareket vektörü, $[\emptyset]$ şekil fonksiyon matrisi ve $\{u\}$ kafesin uçların serbestlikleri global yer değiştirme vektörüdür.

Denklem (3.17) ve (3.18) matris biçiminde aşağıdaki gibi yazılır:

$$\underbrace{\begin{Bmatrix} d_{11} \\ d_{12} \\ d_{21} \\ d_{22} \end{Bmatrix}}_{\{d\}} = \underbrace{\begin{bmatrix} c & s & 0 & 0 \\ -s & c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c & s \\ 0 & 0 & -s & c \end{bmatrix}}_{[T]} \underbrace{\begin{Bmatrix} u_{11} \\ u_{12} \\ u_{21} \\ u_{22} \end{Bmatrix}}_{\{u\}} \quad (3.20)$$

Burada $\{d\}$, kafesin uçların serbestlikleri lokal yer değiştirmeleri ve $[T]$ dönüşüm matrisidir ($c = \cos \alpha$ ve $s = \sin \alpha$). Benzer şekilde, serbestliklerdeki kuvvet bileşenleri şu şekilde ifade edilebilir:

$$\underbrace{\begin{Bmatrix} f_{11} \\ f_{12} \\ f_{21} \\ f_{22} \end{Bmatrix}}_{\{f\}} = \underbrace{\begin{bmatrix} c & s & 0 & 0 \\ -s & c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c & s \\ 0 & 0 & -s & c \end{bmatrix}}_{[T]} \underbrace{\begin{Bmatrix} p_{11} \\ p_{12} \\ p_{21} \\ p_{22} \end{Bmatrix}}_{\{p\}} \quad (3.21)$$

Burada $\{f\}$ ve $\{p\}$ sırasıyla yerel ve global iç kuvvet vektörlerini temsil eder. Hooke yasası şu şekilde verilir:

$$\{f\} = [k] \{d\} \quad (3.22)$$

$[k]$, eksenel çubuk için Denklem (3.12)'den elde edilen rijitlik matrisidir. Eksenel elemanların uçları enine hareket gerçekleştirse bile, uçlar enine (kesme) kuvveti almaz. Dolayısıyla, Denklem (3.22) aşağıdaki biçimde yeniden yazılmıştır

$$\begin{Bmatrix} f_{11} \\ 0 \\ f_{21} \\ 0 \end{Bmatrix} = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_{11} \\ d_{12} \\ d_{21} \\ d_{22} \end{Bmatrix} \quad (3.23)$$

Öte yandan, klasik ve boyuta bağlı kütle matrisleri şu şekilde elde edilir:

$$[M_c] = \int_0^L \rho A ([\phi]^T [\phi]) dx = \int_0^L \rho A \begin{bmatrix} \phi_1 & 0 \\ 0 & \phi_1 \\ \phi_2 & 0 \\ 0 & \phi_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi_1 & 0 & \phi_2 & 0 \\ 0 & \phi_1 & 0 & \phi_2 \end{bmatrix} dx \quad (3.24)$$

$$[M_c] = \frac{\rho AL}{6} \begin{bmatrix} 2 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 2 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 2 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 2 \end{bmatrix},$$

$$[M_{nl}] = \int_0^L (e_0 a)^2 \rho A (B^T B) dx$$

$$[M_{nl}] = \int_0^L (e_0 a)^2 \rho A \begin{bmatrix} \phi'_1 & 0 \\ 0 & \phi'_1 \\ \phi'_2 & 0 \\ 0 & \phi'_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi'_1 & 0 & \phi'_2 & 0 \\ 0 & \phi'_1 & 0 & \phi'_2 \end{bmatrix} dx \quad (3.25)$$

$$[M_{nl}] = \frac{(e_0 a)^2 \rho A}{L} \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 \\ -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Global koordinatlarda rijitlik matrisinin ifadesinin belirlenmesi için, Denklem (3.20) ve (3.21) Denklem (3.22) içinde yer alır:

$$[T]\{p\} = [K][T]\{u\} \quad (3.26)$$

Dönüşüm matrisi diklik özelliğine sahiptir ($[T]^T = [T]^{-1}$). Böylece, aşağıdaki denklem yazılabilir:

$$\underbrace{[T]^{-1}[T]\{p\}}_I = \underbrace{[T]^T[k][T]\{u\}}_{[K]} \quad (3.27)$$

Burada $[K]$ sonlu eksenel elemanın global rijitlik matrisidir ve şu şekilde ifade edilebilir:

$$[K] = [T]^T[k][T]$$

$$[K] = \begin{bmatrix} c & s & 0 & 0 \\ -s & c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c & s \\ 0 & 0 & -s & c \end{bmatrix} * \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} c & s & 0 & 0 \\ -s & c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c & s \\ 0 & 0 & -s & c \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

$$[K] = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} c^2 & cs & -c^2 & -cs \\ cs & s^2 & -cs & -s^2 \\ -c^2 & -cs & c^2 & cs \\ -cs & -s^2 & cs & s^2 \end{bmatrix}$$

Newton'un ikinci yasası nedeniyle klasik ve boyuta bağlı kütle matrisleri için de benzer bir durum söz konusudur ($\{f\} = [M]\{\ddot{d}\}$):

$$[m_c] = [T]^T[M_c][T]$$

$$[m_c] = \begin{bmatrix} c & s & 0 & 0 \\ -s & c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c & s \\ 0 & 0 & -s & c \end{bmatrix} * \frac{\rho AL}{6} \begin{bmatrix} 2 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 2 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 2 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 2 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} c & s & 0 & 0 \\ -s & c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c & s \\ 0 & 0 & -s & c \end{bmatrix} \quad (3.29)$$

$$[m_c] = \frac{\rho AL}{6} \begin{bmatrix} 2 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 2 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 2 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 2 \end{bmatrix},$$

$$\begin{aligned}
[m_{nl}] &= [T]^T [M_{nl}] [T] \\
[m_{nl}] &= \begin{bmatrix} c & s & 0 & 0 \\ -s & c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c & s \\ 0 & 0 & -s & c \end{bmatrix} * \frac{(e_0 a)^2 \rho A}{L} \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 \\ -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\
&\quad * \begin{bmatrix} c & s & 0 & 0 \\ -s & c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c & s \\ 0 & 0 & -s & c \end{bmatrix} \quad (3.30) \\
[m_{nl}] &= \frac{(e_0 a)^2 \rho A}{L} \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 \\ -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 \end{bmatrix}
\end{aligned}$$

Burada, $[m_c]$ ve $[m_{nl}]$ global koordinatlarda sırasıyla klasik kütle matrisini ve boyuta bağlı kütle matrisini temsil eder.

Elemanın toplam kütle matrisi şu şekilde verilir:

$$[m] = [m_c] + [m_{nl}] \quad (3.31)$$

Denk (3.21)'de $\mathbf{u}^e = U^e \sin(\omega t - \alpha)$ kullandığında, kafeslerin yerel olmayan özdeğer formülasyonu şu şekilde sunulur:

$$\det \left(\sum_{i=1}^n [k_i]_{n \times n} - \omega_i^2 \sum_{i=1}^n [m_i]_{n \times n} \right) = 0 \quad (3.32)$$

Burada ω_i , kafesin doğal frekansıdır. $\sum_{i=1}^n [k_i]_{n \times n}$ ve $\sum_{i=1}^n [m_i]_{n \times n}$, sınır koşulları altında kafes yapısının azalmış rijitlik ve kütle matrisleridir.

Nano yapılarda boyutsuz frekans parametresi ($\bar{\omega}$) şu şekilde hesaplanır

$$\bar{\omega} = \omega * L \sqrt{\frac{\rho}{E}} \quad (3.33)$$

3.2. Kafes Sistemlerin Şekil Optimizasyonu ve YAK Yöntemi

3.2.1. Optimizasyon kavramı

Genel ve basit şekilde optimizasyon kavramı belirli hedef(ler) doğrultusunda ve şart(lar) altında tanımlanan problemin var olan çözümleri arasından en uygun çözüme ulaşma yöntemi olarak tanımlanabilir. Matematiksel olarak, optimizasyon, kısıtlamaları altında ifade edilen amaç fonksiyonunun bağlı olduğu değişkenlere göre minimize veya maksimize edilmesi olarak tanımlanır.

Temel olarak optimizasyon işlemi iki işlemden oluşur. Bunlar modelleme ve çözümleme olarak isimlendirilebilir. Modelleme işleminde fiziksel tasarım problemi optimizasyon problemine dönüştürülür ve optimizasyon probleminin bileşenleri matematiksel fonksiyonlar şeklinde tanımlanır.

Optimizasyon probleminin üç ana bileşenleri vardır. Bunlar amaç fonksiyonu, tasarım değişkenleri, sınırlayıcılarıdır. Amaç fonksiyonu optimizasyon probleminde istenilen amacın matematiksel fonksiyona dönüştürülmüş halidir. Örneğin bina maliyetinin minimize edilmesi amaçlandığında amaç fonksiyonu bina maliyet fonksiyonudur. Tasarım değişkenleri amaç fonksiyonun değerini ayarlayan ve optimizasyon işleminde bulunması istenilen değerlerdir. Örneğin kafes boyutlandırma optimizasyonunda kafes elemanlarında kullanılacak profiller optimizasyon probleminin tasarım değişkenleridir.

Çözümleme işleminde ise oluşturulan matematiksel modelin uygun bir optimizasyon yöntemi uygulanarak problem çözülür. Optimizasyon yöntemleri, türev tabanlı yöntemler ve meta-sezgisel yöntemler olarak iki ana grupta incelenebilirler. Bu yöntemler ile ilgili detaylı bilgi bölüm 3.2.3'te verilmiştir.

Mevcut çalışmanın optimizasyon problemi modeline ve kullanılan optimizasyon probleminin nasıl uygulandığına ayrıntılı olarak bölüm 3.2.3 ve bölüm 3.2.4'te değinilecektir.

3.2.2. Yapısal optimizasyon modelleri

Üç değişik yapısal optimizasyon modeli vardır. Bunlar boyutlandırma, şekil ya da geometri ve topoloji optimizasyonu modelleridir.

3.2.2.1. Boyutlandırma optimizasyonu

Boyutlandırma optimizasyonu yapılacak şeklin/yapının/nesnenin oluşturulacak şekil üzerinde herhangi bir değişiklik yapmadan şekli/yapıyı/nesneyi oluşturan parçaların en kesitlerini değiştirerek amaca en uygun nesnenin/şeklin/yapının bulunması işlemine denir. Örnekle açıklanmak istenirse, kafes yapıda kafes elemanların yerini ve sayılarını değiştirmeden sadece yapı elemanlarına atanan profilleri değiştirilerek yapılan optimizasyon, boyutlandırma optimizasyonu türüne girmektedir.

3.2.2.2. Şekil (Geometri) optimizasyonu

Şekil optimizasyonunda optimizasyonu yapılacak şekli/yapıyı/nesneyi oluşturulacak elemanlar üzerinde ekleme çıkarma yapmadan şekli/yapıyı/nesneyi oluşturan parçaların şeklini değiştirerek amaca en uygun şeklin bulunması işlemine denir. Kafes bir çatıda elemanların bağlantı noktaları ve eleman uzunluklarını değiştirerek yapılan optimizasyon, çelik çerçevede kolon ve kirişlerin yerlerini değiştirerek yapılan optimizasyon şekil optimizasyonuna girmektedir.

3.2.2.3. Topoloji optimizasyonu

Optimizasyonu yapılacak nesnenin dış boyutlarında herhangi bir değişiklik yapmadan belirli bölgelerden malzeme çıkarılması ve/veya belirli gölgelere malzeme ekleme amaca en uygun şekli bulma işlemine denir.

3.2.3. Optimizasyon yöntemleri

Genel olarak optimizasyon yöntemleri, türev tabanlı ve meta-sezgisel olmak üzere iki grupta incelenmiştir.

3.2.3.1. Türev tabanlı yöntemler

Bu yöntemler türevsel çözüm stratejileri kullanılarak toleranslar dahilinde optimum çözümü verirler. Türev tabanlı yöntemler genellikle teorik olarak elde edilen, sayısal yöntemler için tanımlanan hata payıyla çözümün optimum olduğunu garanti eden optimizasyon yöntemleridir. Çözümlerin yakınsama hızları oldukça fazladır. Bu sebepten ötürü, zaman açısından stokastik/meta-sezgisel yöntemlere göre daha avantajlıdır. Türev tabanlı yöntemlerde amaç ve sınırlayıcı fonksiyonların “Sürekli Fonksiyonlar” şeklinde tanımlanmaları gerekmektedir. Bu durum türev tabanlı yöntemlerin kullanılma alanlarını oldukça daraltır ve çoğu mühendislik tasarım problemlerine uygulanmalarını oldukça zorlaştırır. En çok kullanılan türev tabanlı yöntemlerden bazıları aşağıda belirtilmiştir (Akin ve Aydogdu (2015)).

Newton yöntemi: Yapısal lineer olmayan denklemin çözümünde kullanılan Newton-Raphson yöntemine benzetilmektedir. Yöntem mevcut nokta etrafında fonksiyonun ikinci dereceden Taylor serisi açılımını kullanmaktır. Newton metodunda fonksiyonun birinci ve ikinci türevlerinin olduğu varsayılır. Bu yüzden her problem için yakınsamayı garanti etmezler.

Lagrange Çarpan Yöntemi: Lagrange çarpanı yöntemi Joseph Louis Lagrange (Lagrange 1811) tarafından isimlendirilen türevsel kökenli deterministik optimizasyon yöntemidir. Yöntemde amaç ve sınırlayıcı fonksiyonları Lagrange çarpan fonksiyonları ile birleştirilerek tek bir fonksiyona dönüştürülür. Oluşturulan fonksiyon içerisindeki bilinmeyenlere göre türevleri alınarak denklem sistemi oluşturulur. Oluşturulan denklem sisteminin çözülmesi ile optimum sonuç elde edilir. Elde edilen çözümün kesin optimum olmasına karşın, sadece sürekli fonksiyonlara uygulanabilir olması ve büyük ölçekli problemlerde denklem sistemlerin çözümlerinin zor olması sebebiyle kullanım alanı sınırlıdır.

Optimallik Kriter Yöntemi: Optimallik Kriter yöntemi Prager tarafından geliştirilmiş bir yöntemdir Prager (1968). Sürekli değişkenler için geliştirilmiş bu yöntem Venkayya, Khot ve Reddy tarafından kesikli problemler için de uygulaması yapılmıştır Berke ve Khot (1974; Bresler vd. (1988)). Bu yöntem Berke, Boz Rosvany gibi birçok araştırmacı tarafından kullanılmıştır Rozvany (2012). Teorik olarak yöntem lagrange çarpan yönteminde oluşturulan birleşik fonksiyon denklem sisteminin doğrudan çözümü

yerine tekrarlı bir işlem uygulanarak optimum sonucu elde eder. Optimellik kriter yöntemi mühendislik problemlerinde en çok kullanılan deterministik yöntemlerden biri olmasına rağmen kullanım alanı stokastik / meta sezgisel yöntemlere göre oldukça azdır (Akin ve Aydogdu (2015)).

3.2.3.2. Meta-sezgisel yöntemler

Meta-sezgisel yöntemler türevsel tabanlı işlemlerin yerine, çözüm hafızasında var olan sonuçları ele alarak özgün aday çözümler üreten işlemlere yoğunlaşır. Bu yöntemlerde girdiler, belirli şartlar altında ürettikleri sonuçlara göre sınıflandırılır ve daha sonra değerlerine göre sıralanarak bulunan en başarılı sonuçların etkisi altında çözümler uzayının farklı alanlarına doğru yayılma eğilimi gösterirler. Böylece meta-sezgisel ile çok daha çeşitli ve daha efektif çözümlere ulaşabilmek mümkündür.

Tarihsel olarak Sezgisel (heuristic) arama yönteminin kullanımının başlangıcını bulmak pek kolay olamasa da ilk kez sezgisel arama yönteminin tanımlaması, Matematikçi Alan Turing tarafından 1945 yılında kendi geliştirdiği ve 2.Dünya Savaşı'nda kullanılmış olan Enigma isimli şifre kırıcı makineyi tanımlarken kullanılmıştır. Stokastik bileşenlere sahip algoritmalar geçmişte çoğunlukla sezgisel olarak adlandırılrsa da yakın zamanda literatürde meta-sezgisel (Metaheuristic) olarak geçmektedir. Fred Glover tarafından "Meta-heuristic" kelimesi Glover (1986) kendi çalışmasında ilk kez kullanılmış ve tanımlama olarak, normalde yerel bir arayışta üretilenlerin ötesinde çözümler üretmek amacıyla diğer sezgisel yöntemleri yönlendiren ve onu değiştiren bir ana strateji olduğundan bahsedilmiştir.

Meta-sezgisel algoritmalar zaman içinde gelişmiş ve birçok adla literatürlerde yerlerini almışlardır. Bunlardan en kullanışlı olanlarından Genetik Algoritma, David Goldberg ve John Holland tarafından 1988 yılında literatüre kazandırılmıştır Goldberg ve Holland (1988). Genetik algoritmayı, Darwin'in evrim teorisi ve doğal seleksiyon kavramlarının matematiksel operatörlerle açıklanması olarak ifade edebiliriz. Mutasyon, çaprazlama, uyum ve en iyinin doğada kalması ve genlerini aktarması bu metodun ana çalışma prensibini oluşturmaktadır. Bir diğer etkili meta-sezgisel yöntem de parçacık sürü optimizasyon yöntemidir. İlk kez Eberhart ve Kennedy (1995) makalelerinde bu yöntemi dünyaya tanıtmışlardır. Bu yöntem şu şekilde tanımlanabilir; kuş ve balık sürülerinin hareketleri üzerine geliştirilmiş bir optimizasyon yöntemidir. Bu yöntem, sürü içindeki birimlerin hareket ederken çevrelerindeki diğer birimlerin pozisyonlarına, aralarındaki mesafelere göre konumlanması, yeni konumdaki yerlerine göre verimliliklerinin belirlenmesi esasına dayanan bir yöntemdir. Böylece sürü içindeki canlılar her zaman daha iyi noktalara doğru hareket halindedirler. Parçacık sürü optimizasyon yöntemi, ilerleyen yıllar içerisinde birçok topluluk tabanlı optimizasyon yönteminin oluşmasına öncülük etmiştir.

Günümüze kadar birçok etkin meta-sezgisel yöntem geliştirilmiş olup bu yöntemlerle birçok mühendislik problemlerinde başarılı sonuçlar elde edilmiştir.

3.2.4. Yapay Arı Kolonisi (YAK) algoritması

Yapay arı kolonisi (YAK) algoritması Karaboga (2005) tarafından geliştirilen etkin bir topluluk tabanlı meta-sezgisel optimizasyon yöntemidir. Yöntem temel olarak, bal arısı kolonilerinin polen toplama sırasında gösterdikleri davranışlarından esinlenmiştir. YAK algoritmasında bal arılar üç farklı göreve göre sınıflandırılır ve buna göre isimlendirilirler. Bu isimler işçi, gözcü arılar ve kâşif arılardır (Aydoğdu vd. (2016); Gökkuş vd. (2017)). İşçi arılar polen bölgesine giderek bölgesindeki çiçeklerden polen toplama; kovana ulaştığında “waggle” dansı yaparak bölgenin yerini ve polen kalitelerini gözcü arılara aktarma işlerini yaparlar. Gözcü arılar, waggle dansı ile aldıkları bilgiler doğrultusunda belirledikleri polen bölgesine gidip polen toplarlar. Kâşif arılar ise tükenen polen kaynakları yerine yeni polen kaynakları bulmaya çalışmaktadırlar.

YAK algoritmasında algoritma hafızasının sabit tutulabilmesi için işçi ve gözcü arı sayıları eşit alınır. İşçi arılar her uçuşunda sadece bir polen bölgesine uçabilir ve aynı polen bölgesine birden fazla işçi arı uçamaz. Gözcü arılar da işçi arılar gibi her uçuşlarında bir polen bölgesi seçebilir ancak seçilen polen bölgesinin başka bir gözcü arı tarafından kullanılıp kullanılmadığı şartı aranmaz. Kâşif arılar ise tükenen polen bölgesine uçan işçi arının yerine geçer.

YAK algoritmasındaki polen bölgesi, polen bölge koordinatları, polen bölgesindeki polen kaliteleri, işçi ve gözcü arıların polen bölgesine uçup polen toplamaları kavramları; mevcut çalışmadaki optimizasyon probleminde sırasıyla mikro kafes tasarımı kafes düğüm noktalarının koordinatları (tasarım değişkenleri), kafes tasarımının performans değeri, algoritma hafızasındaki bir kafes tasarımının değiştirilmesi olarak tanımlanırlar. Bu bilgiler ışında YAK algoritmasının temel adımları aşağıdaki gibi açıklanır.

Adım 1, Başlama: Bu adımda ilk olarak YAK algoritmasının arama parametreleri olan polen bölge sayısı (N_{po}) ve polen bölge limitine (P_{limit}) ait değerler tanımlanır. Daha sonra N_{po} kadar rasgele tasarım oluşturulup (Bakınız Denklem (3.34)), tasarımın performans ($\overline{Per}$) değerleri belirlenir. Her çözümün performans değerinin hesabı ayrıntılı olarak Bölüm 3.2.5'te gösterilecektir. Tasarım ve tasarımların performans değerleri kaydedilerek algoritma hafızası ($\tilde{M}$) oluşturulur. Oluşturulan her tasarım (polen bölgesi) için kullanılma sayısı parametresi tanımlanır. Başlangıç tasarımların kullanma sayısı sıfır olarak atanır.

$$M_{i,j} = \min_j + \text{rnd}(0,1) \cdot (\max_j - \min_j); i = 1,2, \dots, N_{po}; j = 1,2, \dots, n \quad (3.34)$$

Yukarıdaki denklemde i , $\min_j$, $\max_j$ ve $\text{rnd}(a, b)$ ifadeleri sırasıyla polen bölge indisi, j numaralı tasarım değişkeninin alt limiti, j numaralı tasarım değişkeninin üst limiti ve (a, b) aralığında üretilen rasgele sayıyı temsil ederler.

Adım 2, İşçi Arı: Bu adımda polen bölgesine bir işçi arı atanır ve işçi arılar atandıkları polen bölgesine uçarak polen toplarlar. Bir başka deyişle algoritma hafızasındaki tüm kafes tasarımları aşağıdaki denkleme göre değişir.

$$M_{i,j}^{yeni} = M_{i,j} + rnd(-1,1) \cdot (M_{i,j} - M_{k,j}); i = 1,2, \dots, N_{po}; k \neq i; j$$

$$M_{i,j}^{yeni} = 1,2, \dots, n$$
(3.35)

Yukarıdaki denklemde k, i numaralı polen bölgesinin komşu bölgesi olup rasgele belirlenir. Oluşturulan yeni kafes tasarımlarının performansları hesaplanır ve eski versiyonlarının performansları ile karşılaştırılır. Eğer yeni tasarımların performansları daha iyi ise yeni tasarımlar eski versiyonlarının yerine geçer ve yeni bölgenin kullanılma sayısı sıfır olarak atanır. Aksi takdirde eski tasarım algoritma hafızasındaki yerini korur ve o bölgenin kullanılma sayısı bir arttırılır. Bu güncelleme işlemine aç gözlü seçim (“Greedy Selection”) ismi verilir.

Adım 3, Gözcü Arı: Bu adımda algoritma hafızasındaki tüm çözümlerin performans değerlerine göre seçilme oranları (SO) belirlenir (Bakınız Denklem (3.36)).

$$SO_i = \frac{Per_i}{\sum_{i=1}^{N_{op}} Per_i}$$
(3.36)

Daha sonra aşağıda belirtilen karar verme kuralına göre gözcü arılar gidecekleri polen bölgelerini seçerler. Diğer bir değişle güncellenecek tasarımlar belirlenir. Bu aşamada polen bölgesi birden fazla seçilebilir veya hiç seçilmeyebilir. Ancak toplam uçuş sayısı ile N_{po} ile aynı tutulur.

$$\begin{aligned} \text{Eğer } SO_i &\geq rnd(0,1) \rightarrow \text{Seçim gerçekleşir} \\ \text{Eğer } SO_i &< rnd(0,1) \rightarrow \text{Seçim gerçekleşmez} \end{aligned}$$
(3.37)

Seçilen tasarım adım 2’deki gibi değiştirilir ve değiştirilen tasarımlara aç gözlü seçim işlemi uygulanır.

Adım 4, Kâşif Arı: Bu adımda her polen bölgenin kullanılma sayısının limit değeri aşp aşmadığı kontrol edilir. Limit değeri aşan polen bölgeleri algoritma hafızasından çıkarılır. Yerine Denklem (3.34)’e göre rasgele polen bölgeleri oluşturur.

Bu aşamadan sonra bir tur tamamlanmış olur Adım 2’ye dönülür. Adım 2 ve 4 arasındaki durdurma kriterleri sağlanıncaya kadar algoritma devam eder. YAK algoritmasında iki tür durdurma kriteri tanımlanır. Bunlar maksimum tur sayısına ulaşma ve maksimum tekrar sayısına (çözüm oluşturma sayısı) ulaşmıncaya kadar devam eder. YAK algoritma parametrelerinden etkilenmemesi için çalışmada maksimum tekrar sayısına ulaşma kriteri seçilmiştir.

3.2.5. Mikro kafes yapıların optimizasyonu problemi

Mikro yapıların optimizasyon problemi yapı olarak makro kafes sistemlerin optimizasyonuna benzemektedir. Makro kafes sistemlerin optimizasyonunda amaç öncelikli olarak yapının maliyeti olması ve yapı malzemesi olarak çelik gibi homojen bir malzeme kullanılması gibi nedenlerden dolayı amaç fonksiyonu yapının ağırlığı

fonksiyonu olmaktadır. Mikro yapılarda ise amaç maliyetten farklı olarak yapının kapladığı hacmi küçülmektir. Yapının homojen olması nedeniyle amaç fonksiyonu makro yapılarda olduğu gibi yapının ağırlığı alınabilir. Bu nedenle bu çalışmada amaç fonksiyonu yapı ağırlığının (V) minimize edilmesi olarak belirlenmiştir ve aşağıdaki gibi formüle edilmiştir.

$$\text{Minimize } V(\vec{X}) = \sum_{i=1}^{NM} L_i * A_i * \rho \quad (3.38)$$

Burada, NM , L_i , A_i ve ρ terimleri sırasıyla toplam yapı elemanı sayısı, i numaralı yapı elemanının uzunluğu, i numaralı yapı elemanının en kesit alanı ve malzemenin özgül ağırlığını temsil edilirler. Aynı denklemde $\vec{X}$ ifadesi tasarım değişkeni vektörüdür. Bu çalışmada tasarım değişkenleri yapıda serbest bırakılan düğüm noktaları olarak belirlenmiş olup aşağıdaki gibi gösterilmiştir.

$$\vec{X} = [x_1, y_1, \dots, x_j, y_j, \dots, x_{nf}, y_{nf}] \quad (3.39)$$

Burada, nf yapıda serbest bırakılan toplam düğüm noktası sayısıdır. x_j ve y_j terimleri ise serbest düğüm noktasının x ve y koordinatlarını temsil eder.

Çalışmada geometrik kısıtlayıcılar ve frekans kısıtlayıcıları olmak üzere iki kısıtlayıcı fonksiyon tipi tanımlanmıştır. Geometrik kısıtlayıcısında kafes düğüm koordinatlarının verilen sınırlar içerisinde olup olmadığı kontrol edilir (Bakınız Denklem (3.40)).

$$g_g(\vec{X}) = \frac{x_i}{x_{max,i}} - 1 \leq 0; g_g(\vec{X}) = \frac{y_i}{y_{max,i}} - 1 \leq 0; \quad (3.40)$$

$$g_g(\vec{X}) = \frac{x_{min,i}}{x_i} - 1 \leq 0; g_g(\vec{X}) = \frac{y_{min,i}}{y_i} - 1 \leq 0 \quad i = 1, 2, \dots, nf$$

Yukarıdaki denklemde, $x_{max,i}$, $y_{max,i}$, $x_{min,i}$ ve $y_{min,i}$ ifadeleri sırasıyla serbest bırakılan i numaralı düğümün olabileceği maksimum yatay, düşey koordinatları ve minimum yatay, düşey koordinatları temsil ederler. Frekans kısıtlayıcılarında benzer şekilde elde edilen frekans değerlerinin verilen sınırlar içinde olup olmadığı kontrol edilir (Bakınız Denklem (3.41)).

$$g_{fr}(\vec{X}) = \frac{fr_i}{fr_{max}} - 1 \leq 0; g_{fr}(\vec{X}) = \frac{fr_{min}}{fr_i} - 1 \leq 0 \quad i = 1, 2, \dots, nmod \quad (3.41)$$

Yukarıdaki denklemde, $fr_{max,i}$ i numaralı moda ait maksimum frekans sınırını, $fr_{min,i}$ i numaralı moda ait minimum frekans sınırını, fr_i analiz sonunda elde edilen i

numaralı moda ait frekans değerini ve $nmod$ frekans kısıtlamasında ele alınacak toplam mod sayısını temsil ederler.

Optimum işlemi sırasında oluşturulan aday çözüm denklem (3.40) ve (3.41)'de verilen şartları sağlamazsa, aday çözümün amaç fonksiyon değeri cezalandırılır. Çalışmada ceza fonksiyonu olarak yapı optimizasyonunda sıkça kullanılan statik ceza fonksiyonu kullanılmıştır. Statik ceza fonksiyonuna göre cezalı amaç fonksiyon değeri aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$V_p(\vec{X}) = V(\vec{X}) \cdot (1 + SP)^\epsilon \quad (3.42)$$

Burada SP ifadesi toplam ceza değeridir ve aşağıdaki denklemle hesaplanır. ϵ ifadesi statik ceza katsayısıdır ve genellikle 2 olarak alınır.

$$SP = P_g + P_{fr}; \quad \begin{array}{l} g_i(\vec{X}) \leq 0 \rightarrow P_i = 0 \\ g_i(\vec{X}) > 0 \rightarrow P_i = g_i(\vec{X}) \end{array}; i = g, fr \quad (3.43)$$

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Mikro/nano ölçekli kafes yapıların optimizasyonunda üç farklı örnek seçilmiştir. İlk örnek, literatürde daha önce makro ölçüde şekil ve boyutlandırma optimizasyonu yapılan 37 elemanlı makro kafes sistemidir. Diğer iki örnek ise daha önce nano boyutta ölçeklendirilerek titreşim analizi yapılmış, boyut etkisi göz önünde bulundurularak frekans ve mod şekilleri araştırılmış ancak optimum tasarımı yapılmamış 7 ve 13 elemanlı kafes yapılarıdır (Numanoğlu vd. (2018)).

37 elemanlı kafes sistemi için 3 farklı model oluşturularak sistemin optimizasyonu yapılmıştır. İlk modelde yükleme, frekans ve kütle koşulları literatürden olduğu gibi alınmış ve farklı e_0a değerlerine göre makro ölçüde boyut ve şekil optimizasyonu yapılmıştır. İkinci modelde nano ölçeğe uyumlu olacak şekilde kütle koşulları değiştirilmiş ve makro ölçüde boyut ve şekil optimizasyonu yapılmıştır. Üçüncü modelde yükleme, frekans ve kütle koşulları ikinci model ile benzer alınmış ve nano ölçüde boyut ve şekil optimizasyonu yapılmıştır.

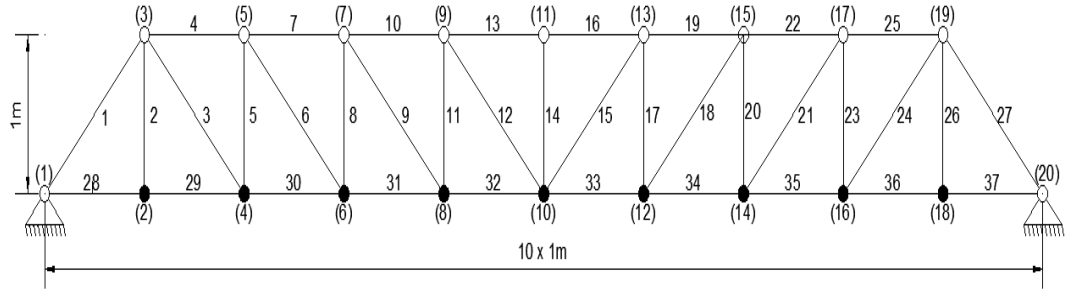
Bu çalışmada bütün optimizasyon işlerimde YAK algoritması kullanmıştır. Kullanılan algoritmanın arama parametreleri referans çalışmalarına göre tespit edilerek bu değerler Çizelge 4.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.1. YAK algoritmasının arama parametre değerleri

Parametre	Değer
Yiyecek Sayısı (Koloni Büyüklüğü)	50
Yiyecek limit değeri	100
Döngü sayısı	1000
Döngü tekrarlama sayısı	20

4.1. Elemanlı Makro Kafes

Tez çalışmasında ele alınan ilk örnek, literatürde frekans kısıtlayıcı altında boyut ve şekil optimizasyonu yapılmış kıyaslama örneklerinden 37 elemanlı kafes örneğidir. 1m yüksekliğe ve 10 m açıklığa sahip kafes sistemi 20 düğüm ve 37 yapı elemanından oluşmaktadır (Bakınız Şekil 4.1). Kafes alt elemanların kesit alanları sabit $0,004m^2$ alınmıştır. Yapının simetrik olması sebebiyle kalan 27 eleman 14 farklı grupta toplanmış ve en kesit alanları tasarım değişkenleri olarak tanımlanmıştır. Kafesin üst düğüm noktalarının y koordinatları değişken alınmış olup diğer noktalar kafes sistemin malzeme ve sınırlayıcı özellikleri Çizelge 4.2’de verilmiştir. Tasarım değişkeni olarak alınan elemanların en kesit alanları ve düğüm noktalarının y koordinatları sırasıyla 1-2,5 m ve 10^{-4} - $10^{-3} m^2$ arasındadır. Frekans hesabı için kafesin alt düğüm noktalarına ek 10 kg kütle konulmuştur (Şekil 4.1’de görünen dolu düğüm noktaları).



Şekil 4.1. Optimize edilmemiş 37 elemanlı makro kafes sistemi (eklenen kütle ile)

Çizelge 4.2. 37 elemanlı makro kafes malzeme ve kısıtlayıcı özellikler

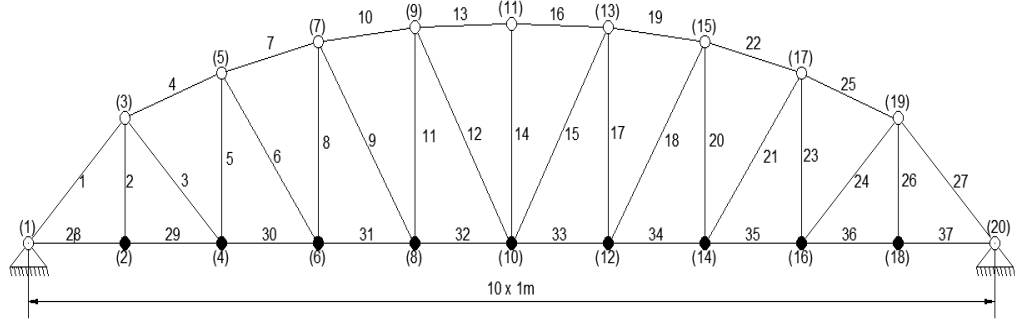
Elastisite modülü, $E(N/m^2)$	Yoğunluk, $\rho(kg/m^3)$	Frekans kısıtlayıcıları (Hz)	Alan aralıkları (m^2)	Eklenen kütle (kg)
$2,1 \times 10^{11}$	2770	$\omega_1 \geq 7, \omega_2 \geq 40$ $\omega_3 \geq 60$	$[10^{-4}, 10^{-3}]$	10

4.1.1. YAK algoritmasının performansı testi

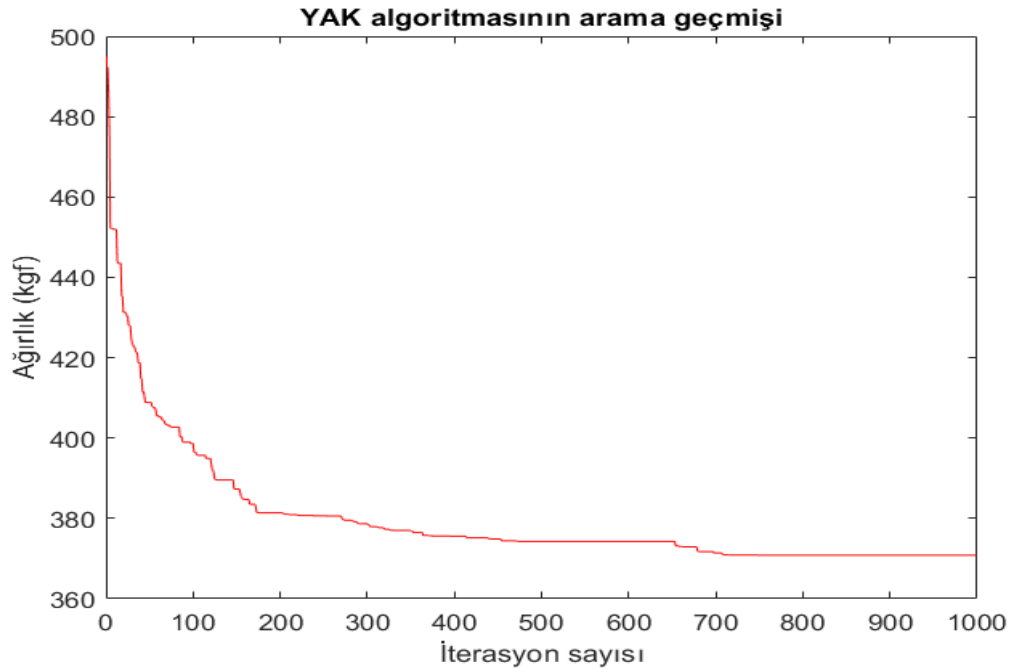
İlk aşamada, geliştirilen YAK tabanlı optimizasyon programının doğru çalışıp çalışmadığını teyit etmek ve YAK algoritmasının performansını test etmek için 37 elemanlı kafes örneği YAK algoritması ile farklı çekirdek değerleri ile 20 defa optimize edilmiştir. Optimizasyon işlemi sonucunda en düşük ağırlık, ortalama ağırlık ve standart sapma değerleri sırasıyla 368,760 kgf, 371,220 kgf ve 1,377 bulunmuştur. Elde edilen en iyi çözümün ayrıntıları literatür sonuçları ile karşılaştırılarak Çizelge 4.3'te özetlenmiştir. En iyi tasarım şekli Şekil 4.2'te gösterilmektedir. Karşılaştırma sonucunda YAK yöntemi (Gomes (2011)) yönteminde %2,29 daha hafif (Baghlani ve Makiabadi (2013)) yönteminden %2,38 daha ağır çözüm üretmiştir. YAK algoritmasının yakınsama grafiği Şekil 4.3'te verilmiştir. Grafiğe göre YAK'ın iyi bir yakınsama oranına sahip olduğu görülmektedir. Elde edilen optimum tasarım değerleri ve yakınsama grafiği verilerine göre YAK algoritmasının yeterli performans gösterdiği anlaşılmakta olup, geliştirilen algoritmanın kalan örneklerde de uygulanabilir niteliktedir.

Çizelge 4.3. 37 elemanlı makro kafes için YAK algoritmasının ve farklı yöntemlerin optimum sonuçları

Özellikler	Swarm algoritma (Gomes (2011))	Öğretme öğrenme (Baghlani ve Makiabadi (2013))	Mevcut çalışma
$Y_3, Y_{19}(m)$	0,9637	0,9357	1,000
$Y_5, Y_{17}(m)$	1,3978	1,2941	1,355
$Y_7, Y_{15}(m)$	1,5929	1,4758	1,604
$Y_9, Y_{13}(m)$	1,8812	1,6173	1,721
$Y_{11}(m)$	2,0856	1,7001	1,747
$A_1, A_{27}(cm^2)$	2,6797	2,8471	3,422
$A_2, A_{26}(cm^2)$	1,1568	1,0023	1,000
$A_3, A_{24}(cm^2)$	2,3476	1,0000	2,155
$A_4, A_{25}(cm^2)$	1,7182	2,5114	3,415
$A_5, A_{23}(cm^2)$	1,2751	1,0684	1,000
$A_6, A_{21}(cm^2)$	1,4819	1,2712	1,935
$A_7, A_{22}(cm^2)$	4,6850	2,9509	2,008
$A_8, A_{20}(cm^2)$	1,1246	1,3501	1,000
$A_9, A_{18}(cm^2)$	2,1214	1,5152	2,426
$A_{10}, A_{19}(cm^2)$	3,8600	2,8262	2,424
$A_{11}, A_{17}(cm^2)$	2,9817	1,2135	1,000
$A_{12}, A_{15}(cm^2)$	1,2021	1,3549	2,192
$A_{13}, A_{16}(cm^2)$	1,2563	2,4864	1,633
$A_{14}(cm^2)$	3,3276	1,0001	1,000
$\omega_1(Hz)$	20,000	20,000	20,004
$\omega_2(Hz)$	40,000	40,002	40,268
$\omega_3(Hz)$	60,000	60,000	60,850
$W_{min}(kgf)$	377,2	359,997	368,760



Şekil 4.2. Optimize edilmiş 37 elemanlı makro kafes örneği

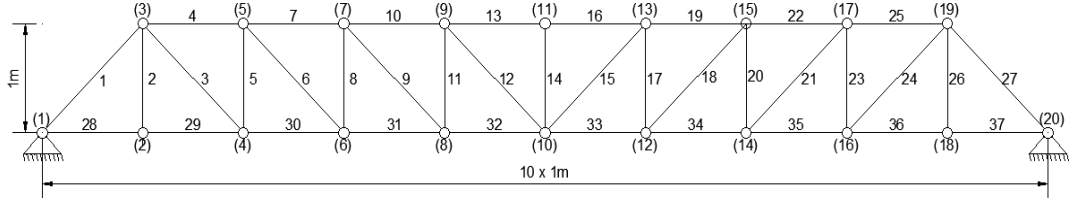


Şekil 4.3. YAK algoritmasının arama geçmişi

4.1.2. Makro yapıda atomik parametresi etkisi araştırılması

YAK yönteminin uygunluğu doğrulandıktan sonra 37 elemanlı kafes örneği atomik parametrenin makro kafes sistemlerin optimum tasarım üzerindeki etkisini araştırmak için kullanılmıştır. Bir sonraki bölüm için aynı yapı nano ölçüde modellenmiştir. Ancak mevcut makro modelde tanımlanmış alt kısımdaki sabit 10 kg kütlelerin nano modelde hangi değerde olacağı tahmin edilemediği ve atomik parametrenin makro ve nano modellerdeki etkisini karşılaştırabilmek için alt düğüm noktalarına atanan 10 kg kütleler çıkarılarak yeni bir model oluşturulmuştur (Bakınız Şekil 4.4). Yeni modelde malzeme ve kısıtlayıcı özellikleri bir önceki model ile aynı alınmıştır.

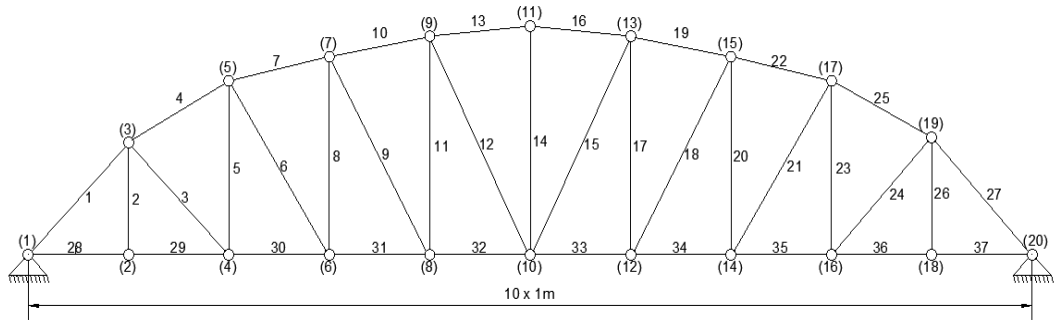
Yeni modele farklı atomik parametre (e_{0a}) değerleri alınarak (0,5 artışı ile 0 ile 2 arasında) şekil ve boyutlandırma optimizasyonu uygulanmıştır. Analizlerden sonra elde edilen optimum tasarımların ayrıntıları (ağırlıkları, frekansları, değişken alınan düğüm noktalarının y koordinatları ve en kesit alanları) Çizelge 4.4'te gösterilmektedir. Ayrıca elde edilen optimum kafes tasarımların şekilleri Şekil 4.5, 4.6, 4.7, 4.8 ve 4.9'da verilmektedir. Optimum kafes tasarımların frekanslar ve ağırlıklarının e_{0a} değerine göre değişimleri sırasıyla Şekil 4.10 ve 4.11'de gösterilmektedir.



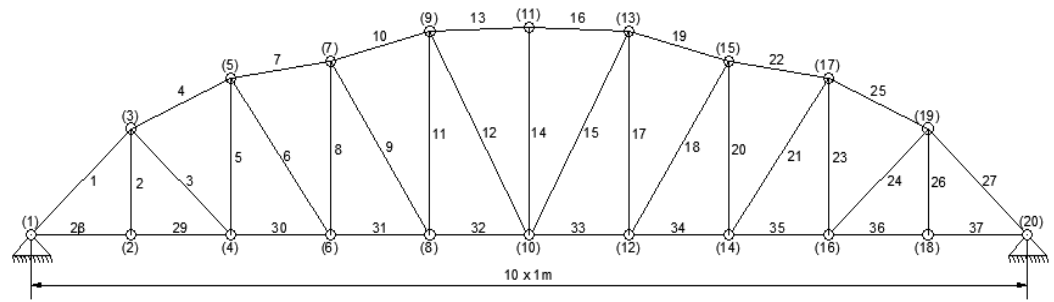
Şekil 4.4. Optimize edilmemiş 37 elemanlı makro kafes sistemi (eklenen kütesiz ile)

Çizelge 4.4. Farklı e_0a değerleri ile 37 elemanlı makro kafes optimum çözümleri

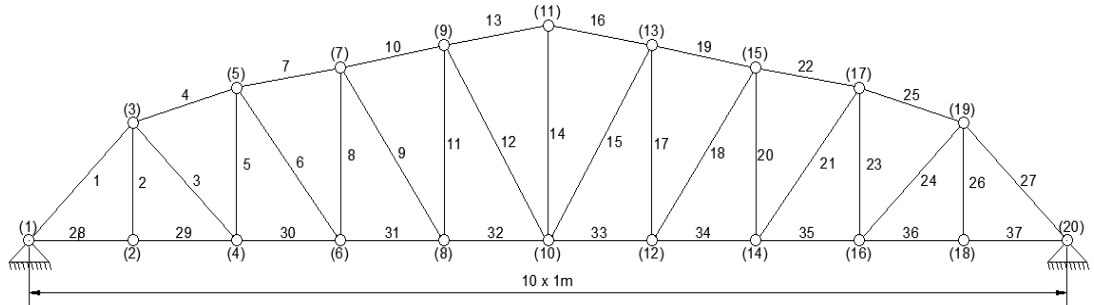
Özellikler	$e_0a = 0$	$e_0a = 0,5$	$e_0a = 1$	$e_0a = 1,5$	$e_0a = 2$
$Y_3, Y_{19}(m)$	1,028	1,000	1,053	1,024	1,000
$Y_5, Y_{17}(m)$	1,597	1,473	1,369	1,223	1,127
$Y_7, Y_{15}(m)$	1,818	1,627	1,549	1,280	1,130
$Y_9, Y_{13}(m)$	2,005	1,913	1,751	1,571	1,475
$Y_{11}(m)$	2,101	1,949	1,925	1,731	1,618
$A_1, A_{27}(cm^2)$	3,362	2,240	3,710	4,486	8,890
$A_2, A_{26}(cm^2)$	1,000	1,000	1,468	3,896	4,630
$A_3, A_{24}(cm^2)$	1,237	1,540	2,143	2,737	4,054
$A_4, A_{25}(cm^2)$	1,000	1,000	2,479	2,568	4,832
$A_5, A_{23}(cm^2)$	1,000	1,000	1,921	3,503	6,057
$A_6, A_{21}(cm^2)$	1,382	1,184	2,146	3,981	4,840
$A_7, A_{22}(cm^2)$	1,000	2,669	1,811	4,026	4,869
$A_8, A_{20}(cm^2)$	1,000	1,129	2,284	3,359	6,332
$A_9, A_{18}(cm^2)$	1,893	1,925	2,984	2,932	5,210
$A_{10}, A_{19}(cm^2)$	1,000	2,042	1,805	3,587	4,745
$A_{11}, A_{17}(cm^2)$	1,000	1,000	1,909	2,761	3,840
$A_{12}, A_{15}(cm^2)$	1,951	2,257	1,970	2,145	4,455
$A_{13}, A_{16}(cm^2)$	1,000	1,711	1,000	3,318	6,109
$A_{14}(cm^2)$	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
$\omega_1(Hz)$	20,030	20,259	20,007	20,026	20,020
$\omega_2(Hz)$	40,008	40,006	40,517	41,270	40,920
$\omega_3(Hz)$	60,828	60,016	60,010	60,003	60,002
$W_{min}(kgf)$	355,575	360,459	374,262	401,820	449,464



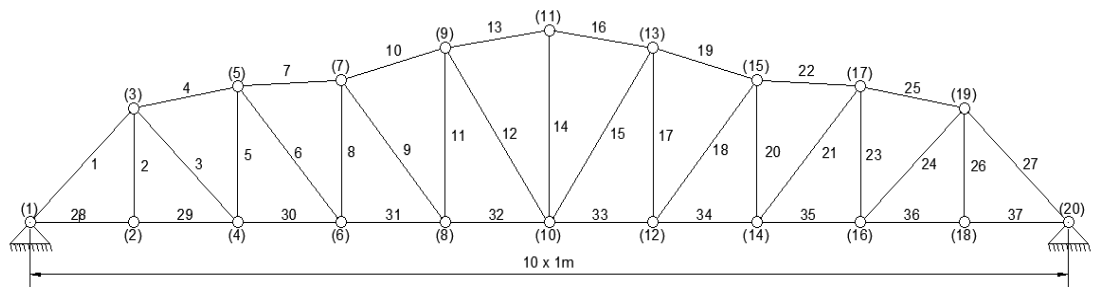
Şekil 4.5. $e_0a = 0$ için 37 elemanlı makro kafes optimum şekli



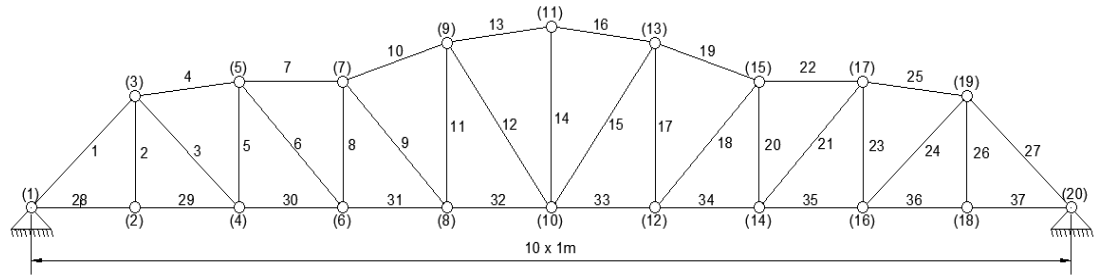
Şekil 4.6. $e_0a = 0,5$ için 37 elemanlı makro kafes optimum şekli



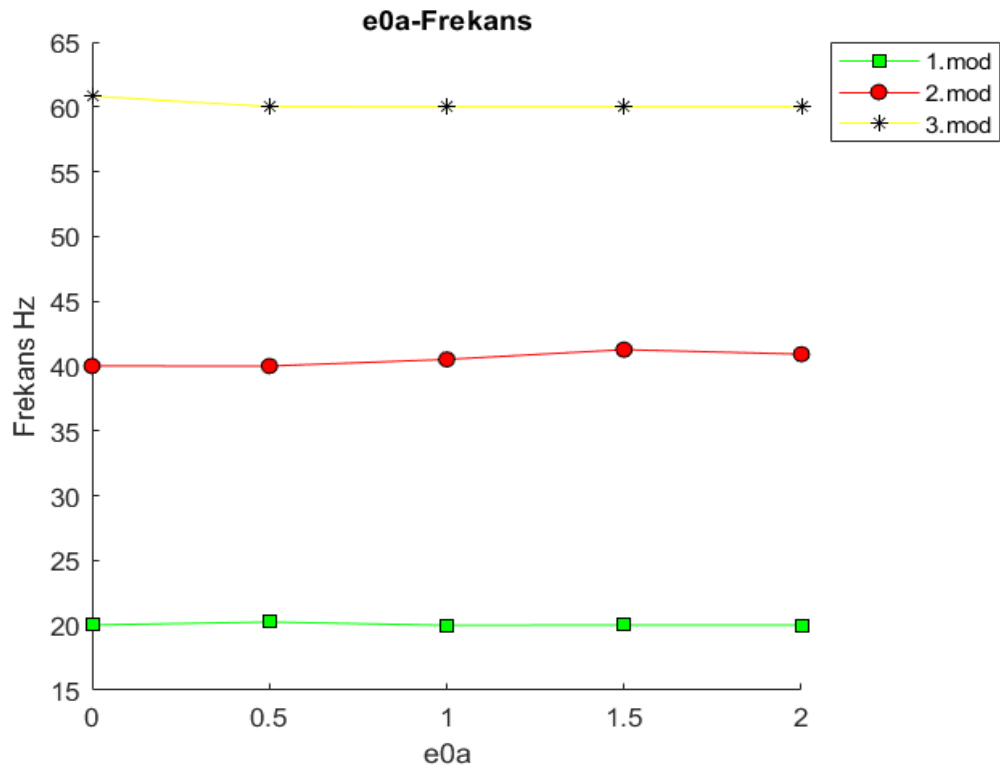
Şekil 4.7. $e_0a = 1$ için 37 elemanlı makro kafes optimum şekli



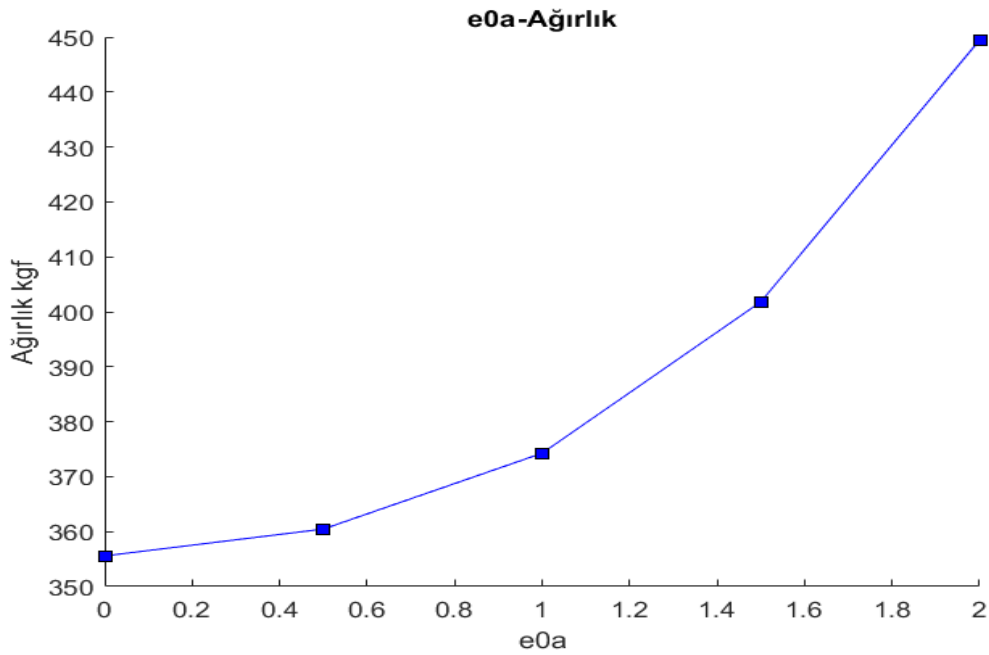
Şekil 4.8. $e_0a = 1,5$ için 37 elemanlı makro kafes optimum şekli



Şekil 4.9. $e_0a = 2$ için 37 elemanlı makro kafes optimum şekli



Şekil 4.10. 37 elemanlı makro kafes için e_0a değerlerine göre frekans değişimi



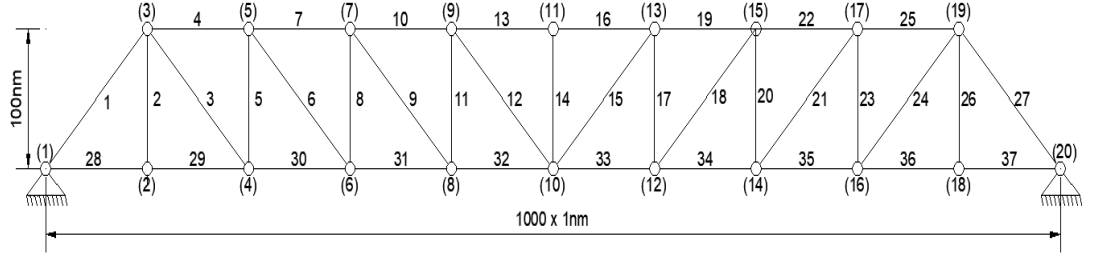
Şekil 4.11. 37 elemanlı makro kafes için e_{0a} değerlerine göre ağırlık değişimi

Şekil 4.5-4.9'a göre e_{0a} arttıkça ortadan kenara doğru düğün noktaları yükseklikleri azaldığını görülmüştür. Frekans grafiği incelendiğinde birinci ve üçüncü modların ikinci moddan daha hâkim olduğunu söylenebilir. Ağırlığın atomik parametreye göre değişimi incelendiğinde, e_{0a} arttıkça yapı ağırlığının parabolik bir şekilde arttığını görülmüştür. Bu durum atomik parametrenin makro yapılarda da etkin olduğunun göstergesidir.

4.1.3. Nano ölçekli 37 elemanlı kafes sistem

Tez çalışmasında atomik parametre etkisinin nano yapılar üzerinde olan etkisini görebilmek için 37 elemanlı kafes örneği nano ölçekli olarak modellenmiştir. Nano modelde malzeme karbon nanotüp kullanılmıştır. Bu nedenle frekans kısıtlayıcı sınırlayıcıları nano modele göre yenilenmiştir. Yeni frekans kısıtlayıcı bulabilmek için nano model $e_{0a} = 0$ alınarak analiz edilmiş ve yapının boyutsuz frekansları hesaplanmış ve bu frekanslar referans alınarak yeni frekans kısıtlayıcıları belirlenmiştir. Yeni nano kafes yapı Şekil 4.12'de görünmektedir. Nano kafes sistemin malzeme ve sınırlayıcı özellikleri Çizelge 4.5'te verilmiştir.

37 elemanlı kafes yapısının nano ölçekli modeli oluşturulduktan sonra yapının şekil ve boyut optimizasyon işlemi uygulanmıştır. Elde edilen en iyi çözümler, çözümlere ait kafes şekilleri ve çözümlerin e_{0a} parametresine göre frekans ve ağırlıkları değişimleri Çizelge 4.6'da ve Şekil 4.13-4.19 da verilmiştir.



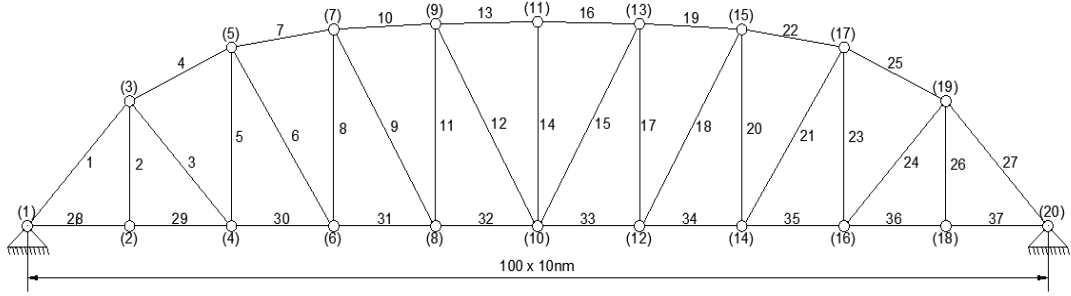
Şekil 4.12. Optimize edilmemiş 37 elemanlı nano ölçekli kafes sistemi

Çizelge 4.5. 37 elemanlı nano ölçekli kafes sistemin malzeme ve kısıtlayıcı özellikleri

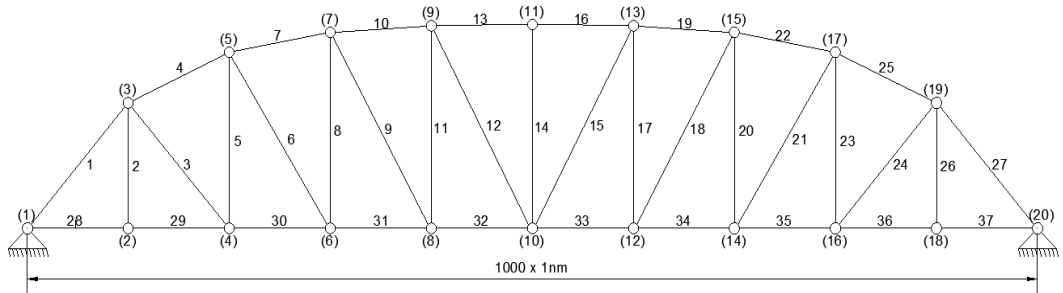
Elastisite modülü, $E(\text{kg}/(\text{nm} \cdot \text{s}^2))$	Yoğunluk, $\rho(\text{kg}/\text{nm}^3)$	Frekans kısıtlayıcıları	Alan aralıkları (nm^2)	Uzunluk parametresi (nm)
1000	2300E-27	$\omega_1 \geq 0.04$ $\omega_2 \geq 0.09$ $\omega_3 \geq 0.12$	$[10^{-4}, 10^{-3}]$	100

Çizelge 4.6. Farklı e_0a değerleri için 37 nano ölçekli kafes optimum değerleri

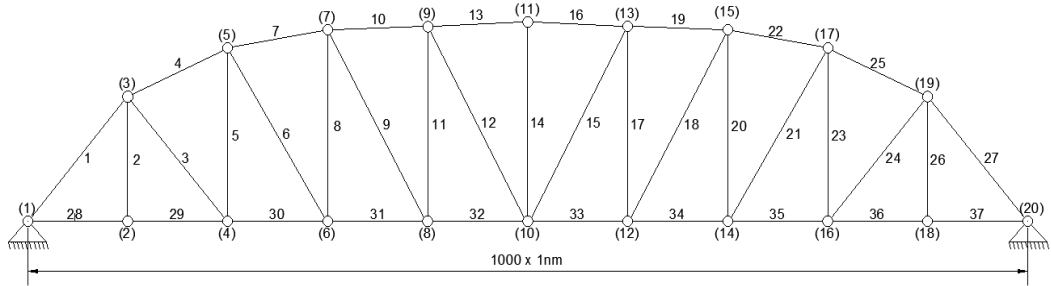
Özellikler	$e_0a = 0$	$e_0a = 0,5$	$e_0a = 1$	$e_0a = 1,5$	$e_0a = 2$
$Y_3, Y_{19}(nm)$	113,761	116,007	116,763	121,974	114,576
$Y_5, Y_{17}(nm)$	162,688	162,628	162,348	165,682	163,861
$Y_7, Y_{15}(nm)$	179,077	181,322	179,344	180,046	177,434
$Y_9, Y_{13}(nm)$	184,096	185,737	182,705	191,245	185,081
$Y_{11}(nm)$	185,974	188,506	186,567	192,595	188,871
$A_1, A_{27}(nm^2)$	8,772	8,734	9,443	9,586	9,851
$A_2, A_{26}(nm^2)$	1,715	2,126	1,408	1,610	2,045
$A_3, A_{24}(nm^2)$	6,006	5,955	7,431	4,868	5,645
$A_4, A_{25}(nm^2)$	5,950	6,043	4,966	5,577	6,058
$A_5, A_{23}(nm^2)$	2,539	3,266	2,506	2,730	2,522
$A_6, A_{21}(nm^2)$	5,364	5,158	6,459	5,095	5,119
$A_7, A_{22}(nm^2)$	5,339	5,228	5,714	5,798	5,275
$A_8, A_{20}(nm^2)$	4,207	4,205	3,432	4,385	3,680
$A_9, A_{18}(nm^2)$	7,060	7,046	5,708	6,062	6,789
$A_{10}, A_{19}(nm^2)$	6,541	5,444	6,153	5,762	6,411
$A_{11}, A_{17}(nm^2)$	4,374	4,291	4,705	4,772	4,402
$A_{12}, A_{15}(nm^2)$	6,879	6,823	6,160	5,853	7,209
$A_{13}, A_{16}(nm^2)$	6,164	6,479	7,102	7,028	5,741
$A_{14}(nm^2)$	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
$\bar{\omega}_1$	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
$\bar{\omega}_2$	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09
$\bar{\omega}_3$	0,12200	0,12356	0,12057	0,12284	0,12187
$W_{min}(kgf)$	1,41762E-19	1,4194E-19	1,4195E-19	1,417E-19	1,4163E-19



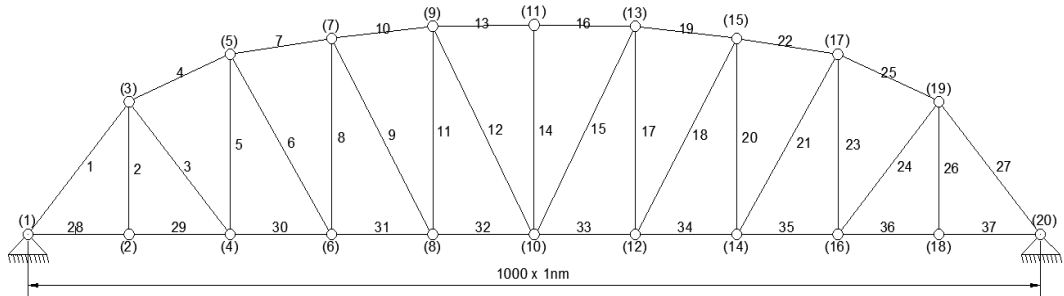
Şekil 4.13. $e_0a = 0$ için 37 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



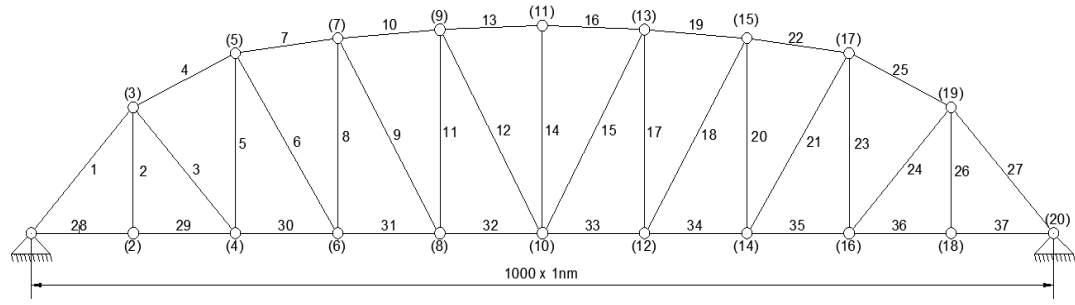
Şekil 4.14. $e_0a = 0,5$ için 37 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



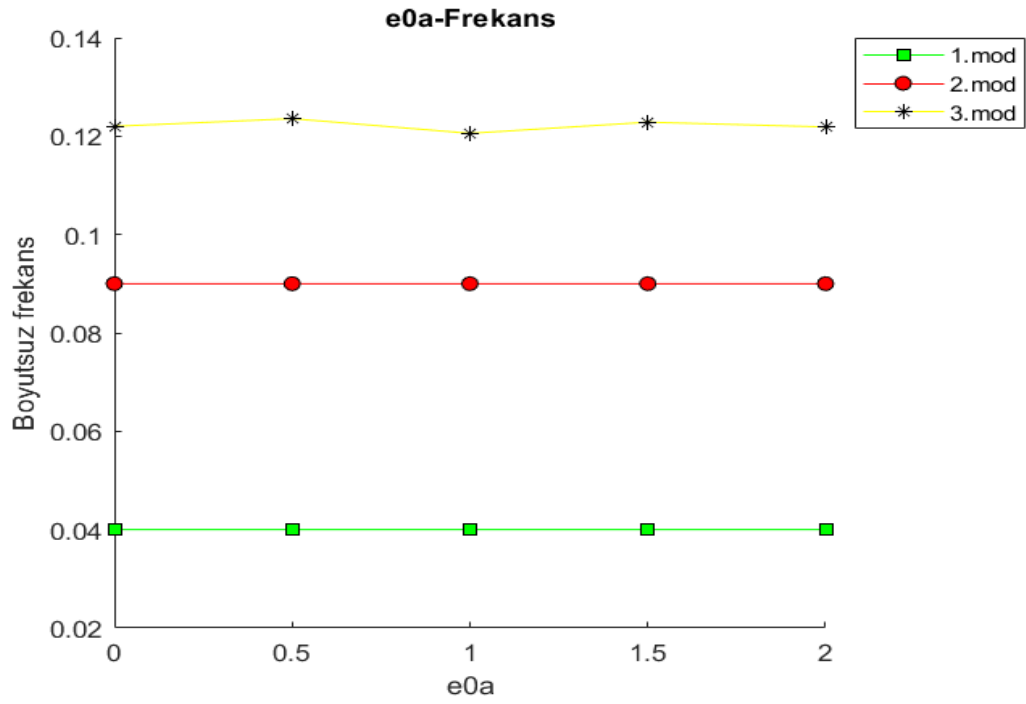
Şekil 4.15. $e_0a = 1$ için 37 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



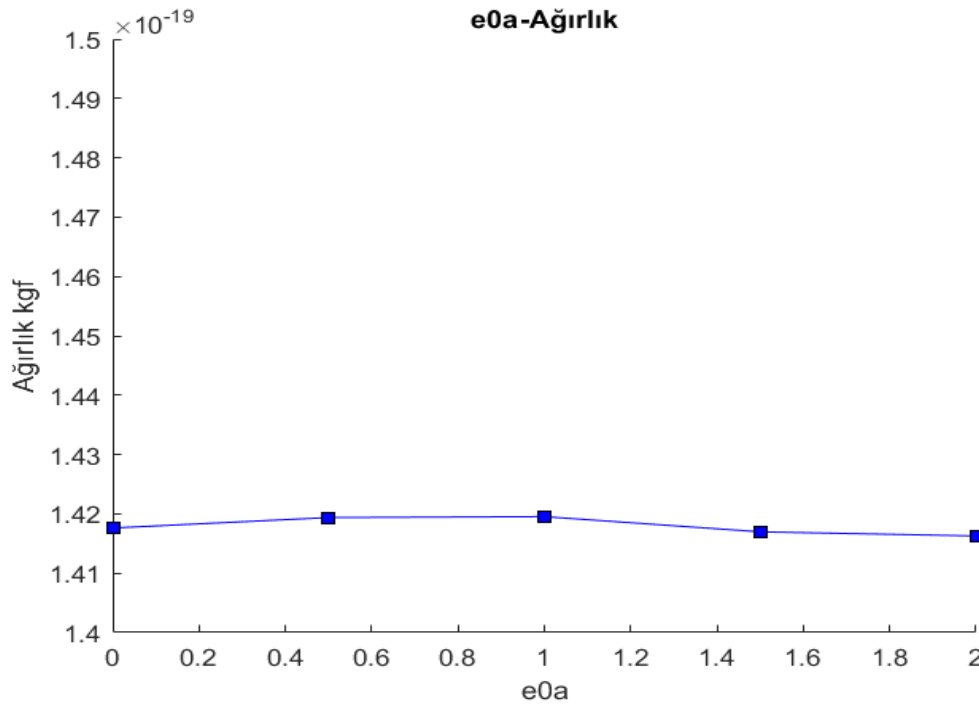
Şekil 4.16. $e_0a = 1,5$ için 37 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



Şekil 4.17. $e_0a = 2$ için 37 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



Şekil 4.18. 37 elemanlı nano ölçekli kafes için e_0a değerlerine göre frekans değişimi



Şekil 4.19. 37 elemanlı nano ölçekli kafes için e_{0a} değerlerine göre ağırlık değişimi

Elde edilen şekiller ve çizelgeler incelendiğinde 0 ile 2 arasında değişen e_{0a} parametresinin limit frekanslar ve optimum ağırlık değerlerinin değişiminde pek fark oluşturmadığı görülmektedir. Limit frekans değerleri baz alındığında birinci ve ikinci modların optimum tasarımda daha hâkim olduğunu görülmektedir. Sonuç olarak 0 ile 2 aralığında seçilen atomik parametrelerin makro yapıların optimizasyonu probleminde daha etkin olduğu görülmektedir.

4.2. Literatürdeki Nano Örnekleri

Tez çalışmasının bu kısmında ise daha önce nano ölçekte modellenmiş ve optimize edilmemiş (Hayri Metin Numanoğlu, 2018) kafes yapıların frekans kısıtlayıcıları altında ve kafes ağırlığını minimize edecek şekilde optimum kafes geometrileri araştırılmıştır. Örneklerde referans çalışmaya uygun şekilde kesit alanları $5,7038 \text{ nm}^2$ olacak şekilde sabit verilmiş ve sadece şekil optimizasyonu işlemleri yapılmıştır. Her örnek için e_{0a} parametre aralığına göre 3 farklı durum incelenmiş ve seçilen ağırlıklara göre frekans kısıtlayıcıları hesaplanmıştır. İlk durumda frekans kısıtlayıcıları sabit e_{0a} 0 ile 2 arasında değişmektedir ve tüm e_{0a} 'lar için frekans kısıtlayıcıları sabittir. İkinci durum için e_{0a} 0 ile $2 \times \text{uzunluk parametresi}$ arasında değişir ve frekans kısıtlayıcıları sabit tutulmuştur. Son durumda ise e_{0a} ikinci durumdaki gibi değişir ancak her e_{0a} için farklı frekans kısıtlayıcıları kullanılmıştır.

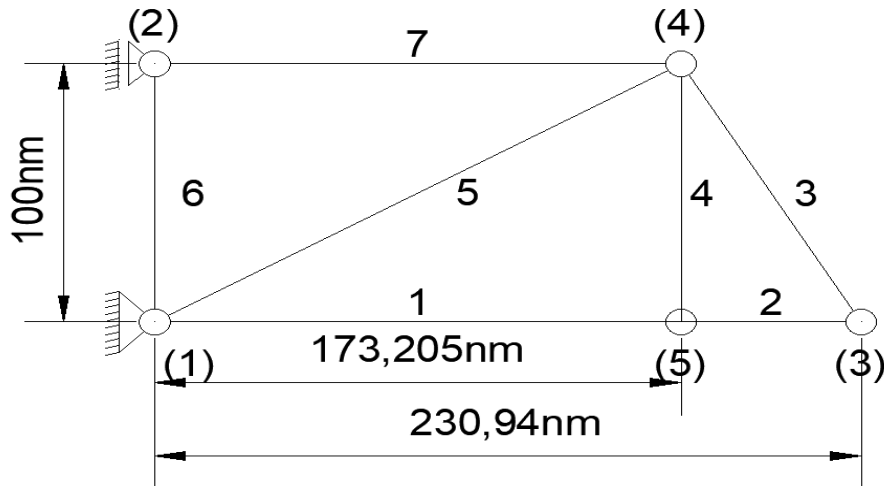
Örneklerde kullanılan malzeme özellikleri, kesit alanları Çizelge 4.7'de verilmiştir. Seçilen tüm örneklerin optimizasyonunda Yapay Arı Kolonisi Algoritması (YAK) kullanılmıştır.

Çizelge 4.7. Kafes yapıların genel özellikleri

	Malzeme	Eleman Sayısı	Düğüm Sayısı	L (nm)	A (nm ²)	E (N/mm ²)	ρ (kg/mm ³)
1. Kafes	Nano karbon	7	5	100	5.7038	1000	2300
2. Kafes		13	8	20	5.7038	1000	2300

4.2.1. 7 elemanlı kafes yapısı

İlk örnek için seçilen kafes yapısı, yedi çubuk eleman ve ikisi mesnet olmak üzere toplam beş düğüm noktasından oluşmaktadır. Yapının görüntüsü Şekil 4.20’de gösterilmektedir. Yapı açıklığının sabit kalması sebebiyle mesnet noktaları olan 1 ve 2 numaralı düğüm noktaları düğüm noktasının x ve y koordinatları sabit tutulmuştur. Uç düğüm noktası olan 3 numaralı düğüm noktasının sadece x koordinatı sabit tutulmuştur. Buna karşın 4 ve 5 numaralı düğüm noktalarının hem x hem de y koordinatları serbest bırakılıp bu ifadeler optimizasyon probleminin tasarım değişkenleri olarak belirlenmiştir. Bu koordinatların alt ve üst aralıkları ile referans çalışmasında kullanılan koordinat değerleri Çizelge 4.8’de verilmiştir. Optimizasyon yapılmadan önce mevcut şekliyle yapı ağırlığı $12,064 \cdot 10^{-9}$ ngf olarak hesaplanmıştır.

**Şekil 4.20.** 7 elemanlı nano ölçekli optimize edilmemiş kafes örneği

Çizelge 4.8. 7 elemanlı nano ölçekli düğüm noktalarının koordinatlarına ait alt ve üst limit değerleri ile referansta kullanılan değerleri

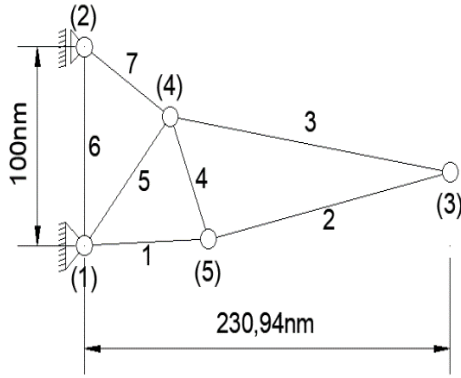
Düğüm No.	İlk koordinat		Optimizasyon için aralık	
	X (nm)	Y (nm)	X (nm)	Y (nm)
3	230,94	0	230.94	0 – 100
4	173,205	100	30 – 180	50 – 100
5	173,205	0	30 – 180	0 – 40

4.2.1.1.Durum 1

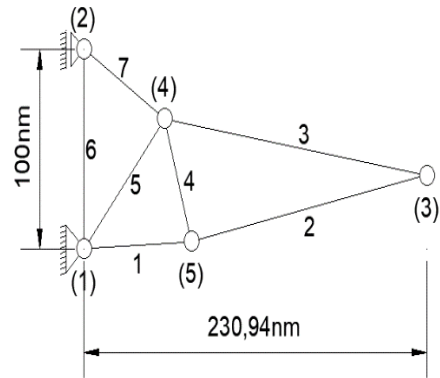
Yedi elemanlı kafes sistem 5 farklı e_{0a} değeri (0 ile 2 ve 0,5 artış) ile optimizasyonu yapılmıştır. Çizelge 4.9’da limit frekansları ve optimizasyon sonuçları gösterilmiştir. Çözümlere ait kafes şekiller ve e_{0a} ’ya göre frekans ve ağırlıkları değişimi Şekil 4.21-23’te görünmektedir.

Çizelge 4.9. 7 elemanlı nano ölçekli kafesin birinci model için her e_0a değeri için frekans kısıtlayıcı ve optimum sonuçları

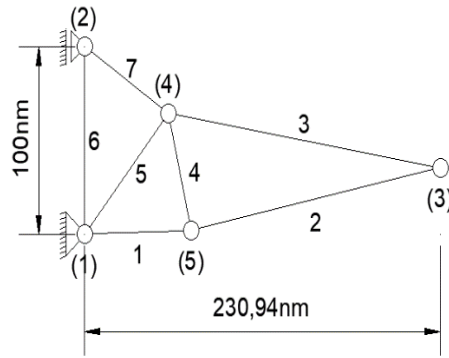
Özellikler	$e_0a = 0$	$e_0a = 0,5$	$e_0a = 1$	$e_0a = 1,5$	$e_0a = 2$
Frekans kısıtlayıcıları	$\bar{\omega}_1 \geq 0,15$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,65$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,70$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,15$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,65$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,70$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,15$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,65$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,70$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,15$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,65$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,70$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,15$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,65$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,70$
$L_g (nm)$	100	100	100	100	100
$X_3 (nm)$	230,940	230,940	230,940	230,940	230,940
$Y_3 (nm)$	36,877	37,492	35,395	32,358	37,894
$X_4 (nm)$	54,263	54,257	54,450	54,287	53,895
$Y_4 (nm)$	65,050	65,132	64,640	63,970	65,546
$X_5 (nm)$	70,827	72,312	69,308	70,137	72,278
$Y_5 (nm)$	3,222	3,686	2,327	1,502	4,088
$\bar{\omega}_1$	0,1500	0,1500	0,1500	0,1500	0,1500
$\bar{\omega}_2$	0,650	0,650	0,650	0,650	0,650
$\bar{\omega}_3$	0,700	0,700	0,700	0,700	0,700
$W_{min}(ngf)$	9,5333E-9	9,534E-9	9,5338E-9	9,5355E-9	9,5346E-9



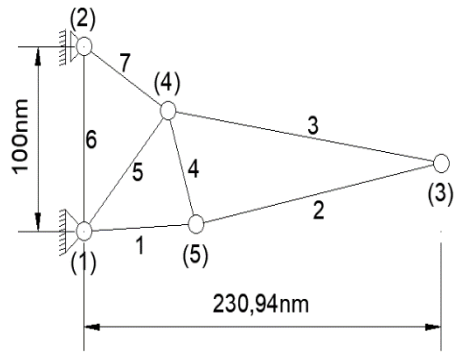
(a)



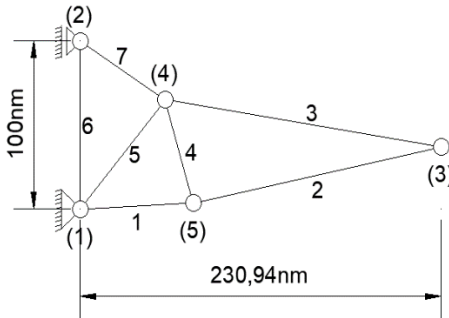
(b)



(c)

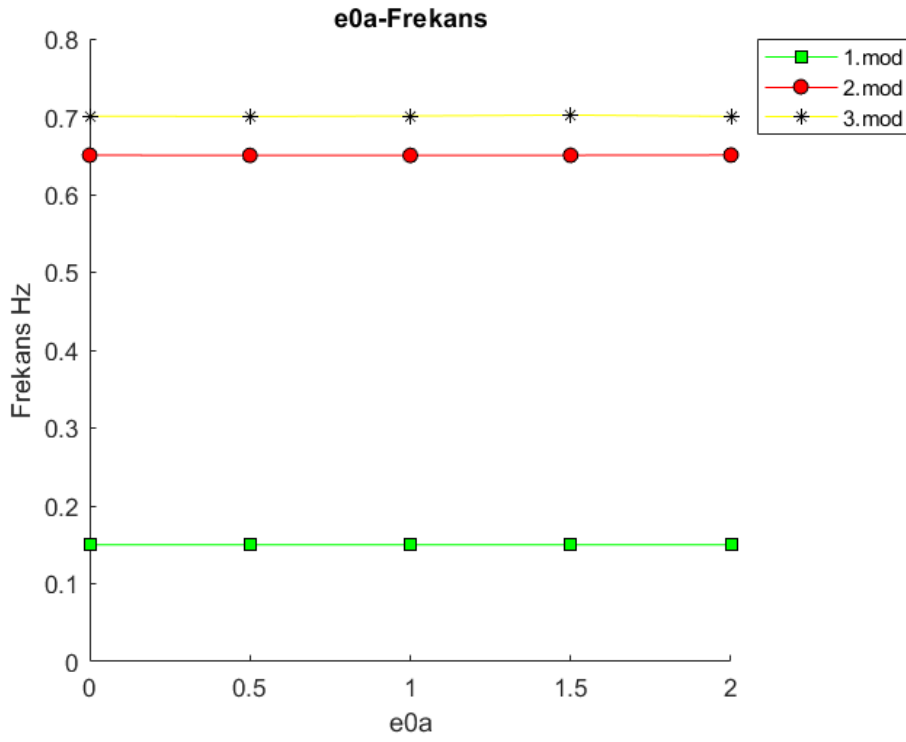


(d)

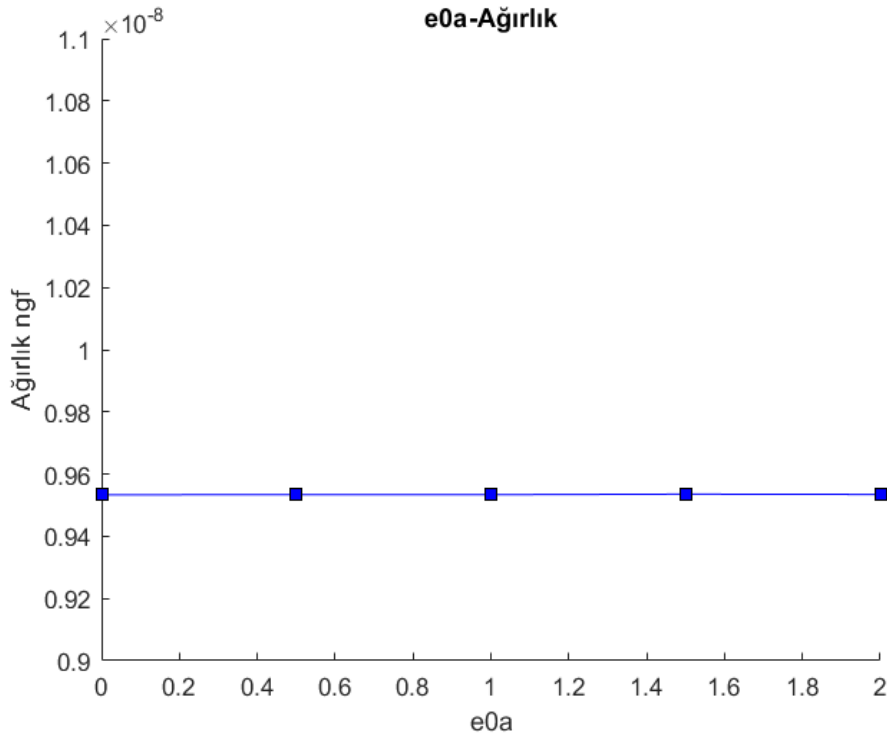


(e)

Şekil 4.21. Birinci durum için **a)** $e_{0a} = 0$ **b)** $e_{0a} = 0,5$ **c)** $e_{0a} = 1$ **d)** $e_{0a} = 1,5$ ve **e)** $e_{0a} = 2$ elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



Şekil 4.22. Birinci durum 7 elemanlı nano ölçekli kafes için e_0a değerlerine göre frekans değişimi



Şekil 4.23. Birinci durum 7 elemanlı nano ölçekli kafes için e_0a değerlerine göre ağırlık değişimi

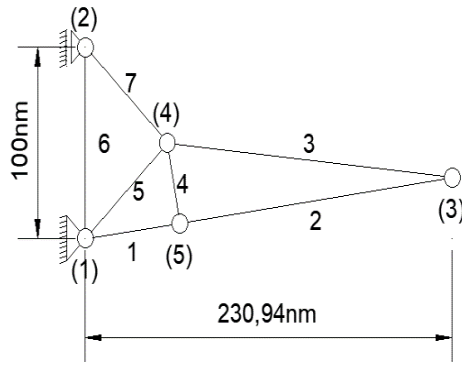
Çizelge 4.9'a göre optimize edilen çözümlerin ağırlığı referans modelin ağırlığına göre %20,98 daha hafiftir. Bununla birlikte birinci durum için farklı e_{0a} değerlerine göre elde edilen optimum tasarımlar arasında hemen hemen fark oluşmadığı görülmektedir. Aynı şekilde e_{0a} 'ya bağlı frekanslar ve ağırlıkları grafiklerinde değişim olmadığını gözlenmektedir.

4.2.1.2. Durum 2

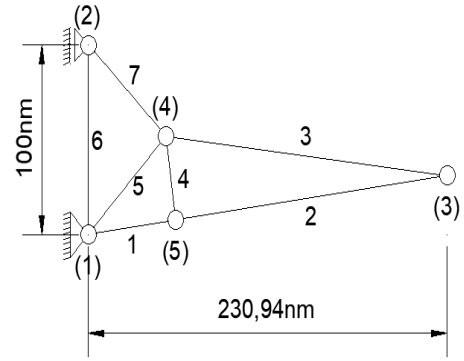
İkinci durumda 7 elemanlı kafes örneği e_{0a} parametresi 0 ile 200 arasında değişken alınarak ve frekans kısıtlayıcıları sabit tutularak tekrar optimize edilmiştir. Elde edilen optimum tasarımların frekansları ve optimizasyon sonuçları Çizelge 4.10'da gösterilmiştir. Çözümlere ait şekiller ve e_{0a} 'ya göre frekans ve ağırlıkları değişimi Şekil 4.24-4.26'te görünmektedir.

Çizelge 4.10. 7 elemanlı nano ölçekli kafesin ikinci durum için her e_{0a} değeri için frekans kısıtlayıcı ve optimum sonuçları

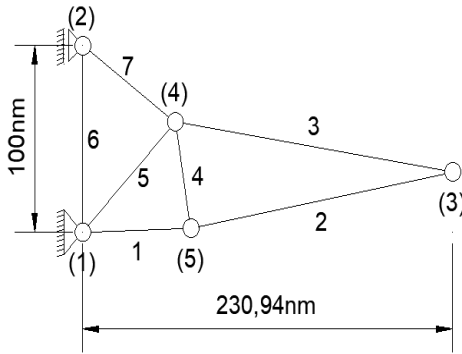
Özellikler	$e_{0a} = 0$	$e_{0a} = 50$	$e_{0a} = 100$	$e_{0a} = 150$	$e_{0a} = 200$
Frekans kısıtlayıcıları	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,15$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,30$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,15$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,30$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,15$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,30$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,15$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,30$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,15$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,30$
L_g (nm)	100	100	100	100	100
X_3 (nm)	230,940	230,940	230,940	230,940	230,940
Y_3 (nm)	31,755	31,217	32,198	39,746	48,912
X_4 (nm)	51,711	50,109	57,865	60,790	63,152
Y_4 (nm)	50,000	51,878	59,044	72,276	88,663
X_5 (nm)	59,552	56,377	67,569	70,414	88,579
Y_5 (nm)	7,696	3,492	1,983	0,000	0,008
$\bar{\omega}_1$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
$\bar{\omega}_2$	0,659	0,579	0,358	0,245	0,177
$\bar{\omega}_3$	0,791	0,613	0,515	0,398	0,304
$W_{min}(ngf)$	9,1853E-9	9,2572E-9	9,4499E-9	9,7498E-9	10,191E-9



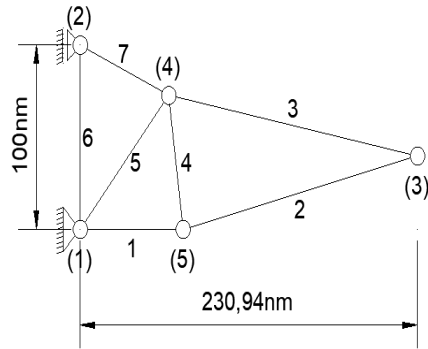
(a)



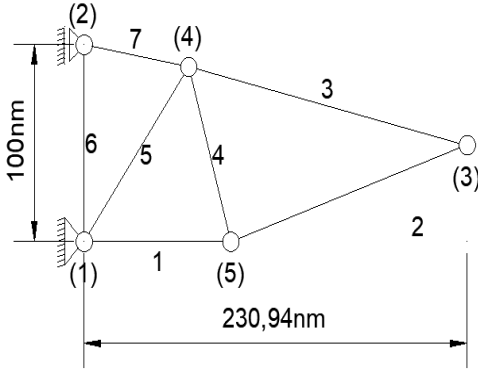
(b)



(c)

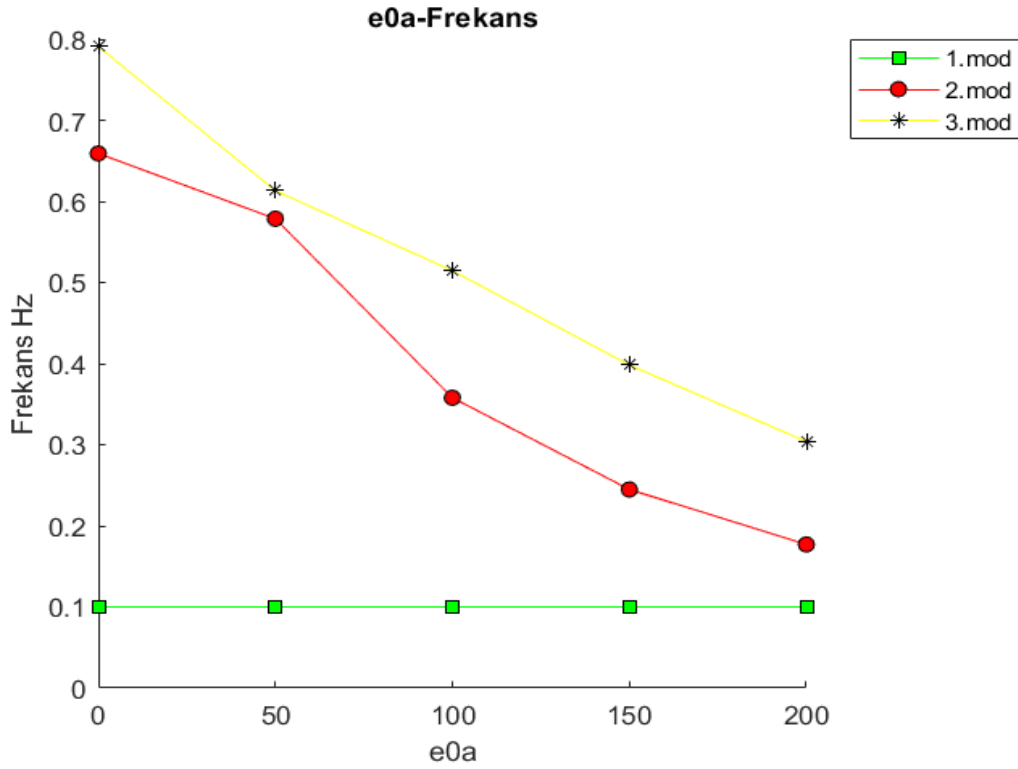


(d)

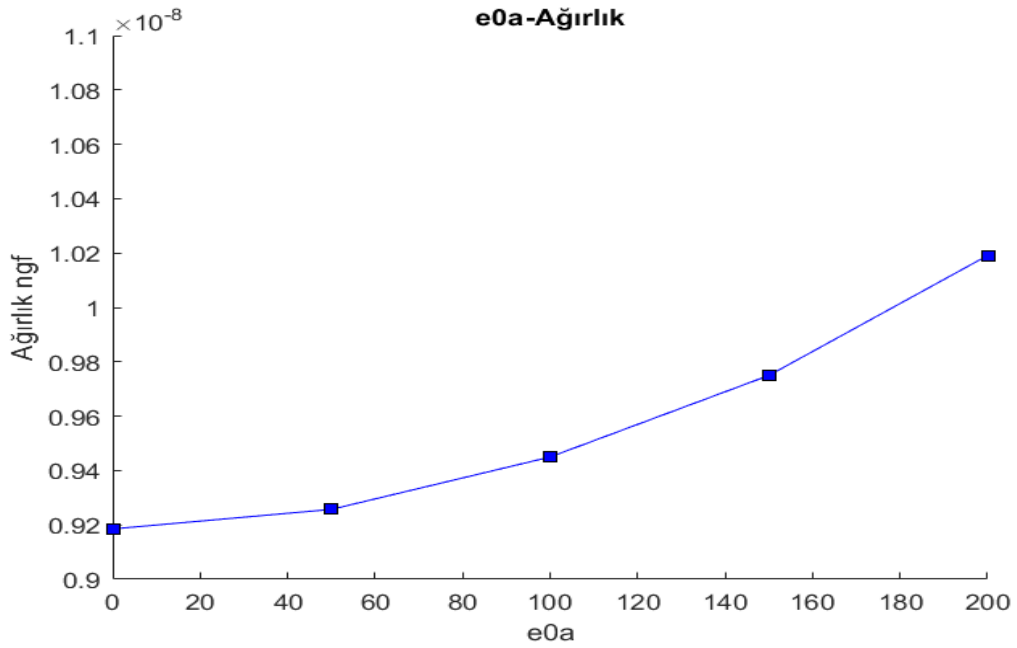


(e)

Şekil 4.24. İkinci durum için **a)** $e_0a = 0$ **b)** $e_0a = 50$ **c)** $e_0a = 100$ **d)** $e_0a = 150$ ve **e)** $e_0a = 200$ elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



Şekil 4.25. İkinci durum 7 elemanlı nano ölçekli kafes için $e0a$ değerlerine göre frekans değişimi



Şekil 4.26. İkinci durum 7 elemanlı nano ölçekli kafes için $e0a$ değerlerine göre ağırlık değişimi

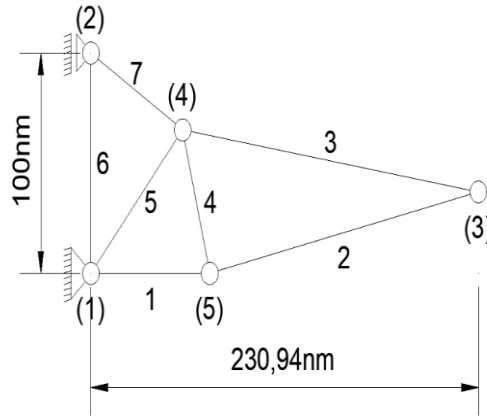
Elde edilen sonuçlara göre e_{0a} değeri arttıkça elde edilen optimum ağırlıkların parabolik şekilde arttığı görülmektedir. Şekil 4.24'e detaylı bakıldığında optimum kafes sistemlerindeki şekil değişimleri daha iyi gözlenmektedir. Özellikle 4 numaralı düğüm noktasının y koordinatının değeri e_{0a} değeri arttıkça artmaktadır. Şekil 4.25'teki grafiğe göre tüm e_{0a} değerlerinde sadece birinci mod hâkimdir. Bununla birlikte e_{0a} değeri arttıkça ikinci ve üçüncü modun frekans değerleri düşmektedir ve sınır değerden uzaklaşmaktadır.

4.2.1.3. Durum 3

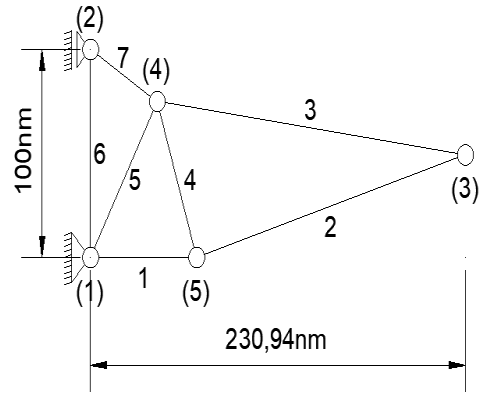
Bu durumda, durum 2'ye benzer şekilde e_{0a} değeri 0 ile 200 arasında değişmektedir. Ancak her e_{0a} için farklı frekans kısıtlayıcı belirlenmiştir. Çizelge 4.11'de alınan frekans kısıtlayıcıları ve elde edilen optimizasyon tasarım ayrıntıları gösterilmiştir. Optimum çözümlere ait kafes şekilleri, e_{0a} 'ya göre frekans ve ağırlıkları değişimleri Şekil 4.27-4.29'da verilmektedir.

Çizelge 4.11. 7 elemanlı nano ölçekli kafesin üçüncü durum için her e_{0a} değeri için frekans kısıtlayıcı ve optimum sonuçları

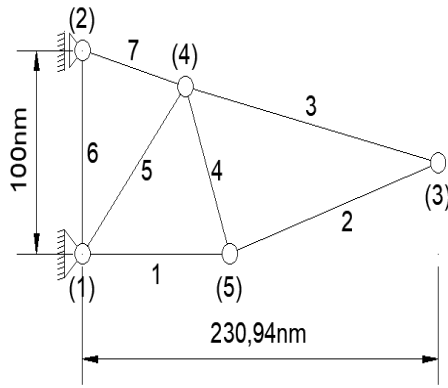
Özellikler	$e_{0a} = 0$	$e_{0a} = 50$	$e_{0a} = 100$	$e_{0a} = 150$	$e_{0a} = 200$
Frekans kısıtlayıcıları	$\bar{\omega}_1 \geq 0,15$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,65$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,70$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,15$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,45$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,65$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,15$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,30$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,50$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,20$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,35$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,15$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,30$
X_3 (nm)	230,940	230,940	230,940	230,940	230,940
Y_3 (nm)	36,877	49,356	44,805	39,746	48,912
X_4 (nm)	54,263	41,059	67,025	60,790	63,152
Y_4 (nm)	65,050	74,963	82,401	72,276	88,663
X_5 (nm)	70,827	65,403	95,542	70,414	88,579
Y_5 (nm)	3,222	0,003	0,000	0,000	0,008
$\bar{\omega}_1$	0,15	0,15	0,15	0,1	0,1
$\bar{\omega}_2$	0,65044	0,50466	0,30022	0,24479	0,17704
$\bar{\omega}_3$	0,70057	0,65019	0,50403	0,39822	0,30385
$W_{min}(ngf)$	9,5333E-9	9,7358E-9	10,089E-9	9,7498E-9	10,191E-9



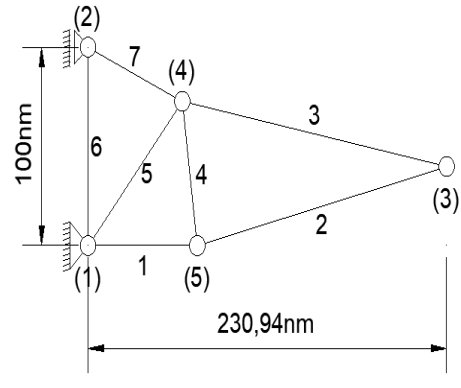
(a)



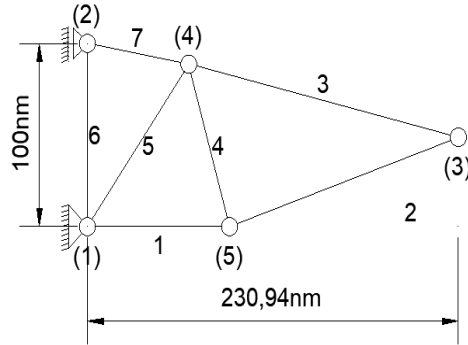
(b)



(c)

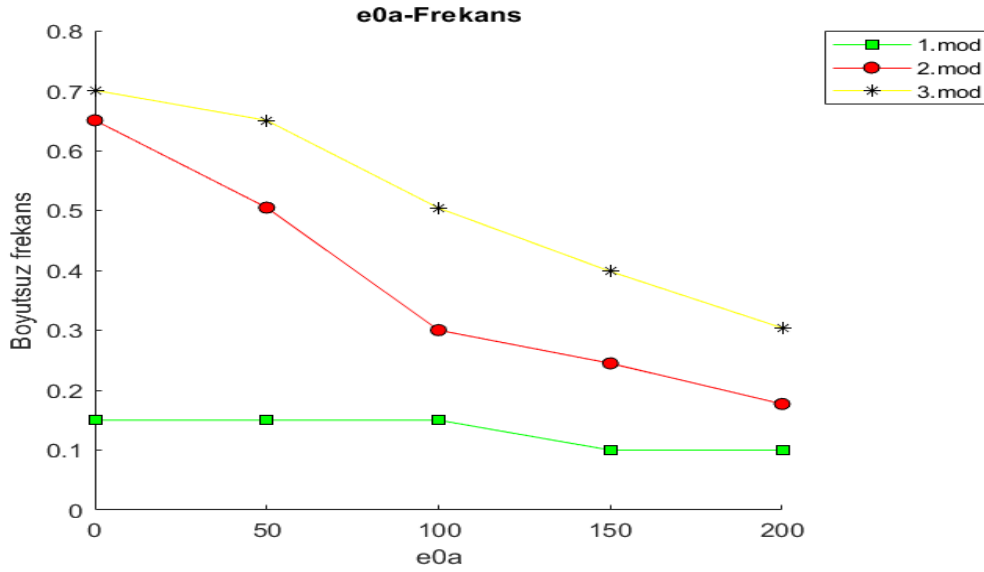


(d)

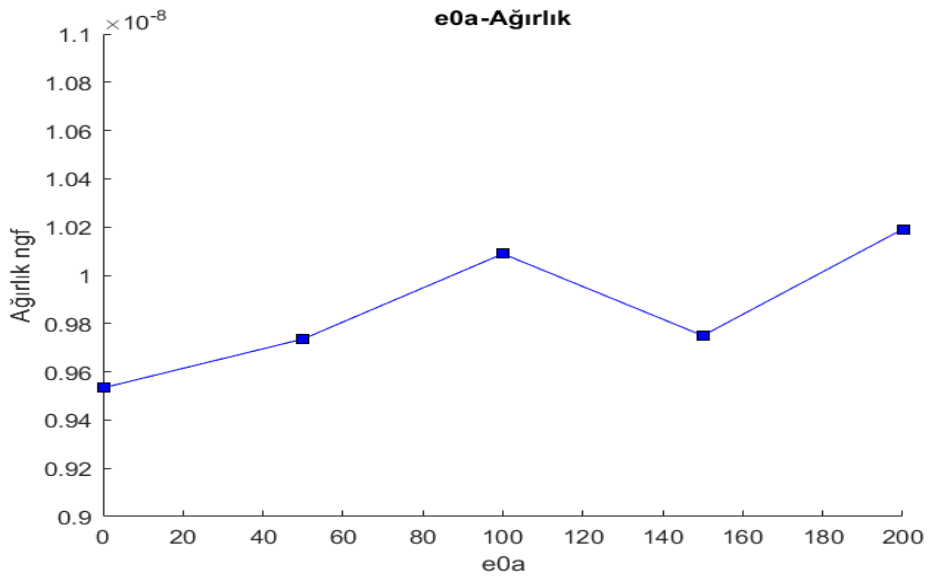


(e)

Şekil 4.27. Üçüncü durum için **a)** $e_{0a} = 0$ **b)** $e_{0a} = 50$ **c)** $e_{0a} = 100$ **d)** $e_{0a} = 150$ ve **e)** $e_{0a} = 200$ elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



Şekil 4.28. Üçüncü durum 7 elemanlı nano ölçekli kafes için e_0a değerlerine göre frekans değişimi



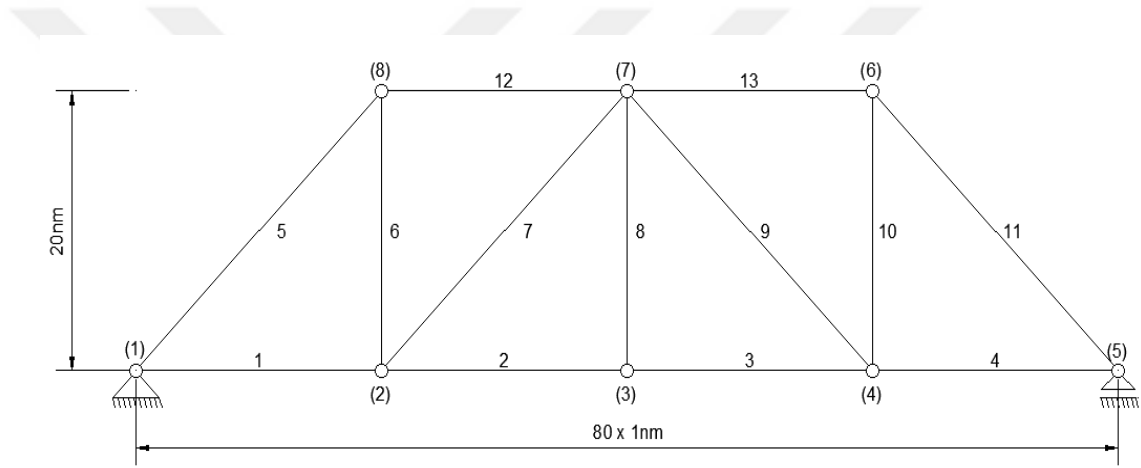
Şekil 4.29. Üçüncü durum 7 elemanlı nano ölçekli kafes için e_0a değerlerine göre ağırlık değişimi

Durum 3'te durum 2'de olduğu gibi e_0a değeri arttıkça farklı optimum kafes tasarımlarının elde edildiği, optimum tasarımların ikinci ve üçüncü moda ait frekans değerlerinde azalmalar olduğu gözlenmektedir. Ancak $e_0a=150$ çözümündeki farklılık nedeniyle e_0a değeri ile optimum ağırlık arasında belirgin bir ilişki kurulamamıştır. Buna her e_0a için farklı frekans kısıtlayıcıların kullanılmasının neden olduğu düşünülmektedir. Ayrıca birinci mod optimum tasarımda en etkin mod olarak görünmesine karşın $e_0a=150$

ve $e_{0a}=200$ çözümlerinde sınır değere ulaşamamıştır. Optimizasyon işleminin etkinliği açısından bakıldığında durum 1 ve durum 2'ye benzer şekilde optimize edilmemiş çözüme göre %15,53-20,98 daha hafif tasarımlar elde edilmiştir.

4.2.2. 13 elemanlı kafes yapısı

İkinci tasarım örneği olarak 8 düğüm noktası ve 13 elemandan oluşan kafes örneği seçilmiştir. Yapının görüntüsü Şekil 4.30'da gösterilmektedir. Birinci örneğe (makro) benzer şekilde mesnet (1 ve 5 düğüm noktaları) ve alt düğüm (2, 3 ve 4) noktaları sabit tutulmuş. Kalan düğüm noktalarının (6, 7 ve 8) sadece y koordinatları tasarım değişkeni olarak belirlenmiştir. Bu koordinatların alt ve üst aralıkları ile referans çalışmasında kullanılan koordinat değerleri Çizelge 4.12'de verilmiştir. Optimizasyon yapılmadan önce mevcut şekliyle yapı ağırlığı $3,846 \cdot 10^{-9}$ ngf olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.30. 13 elemanlı nano ölçekli optimize edilmemiş kafes örneği

Çizelge 4.12. 13 elemanlı nano ölçekli düğüm noktalarının koordinatlarına ait alt ve üst limit değerleri ile referansta kullanılan değerleri

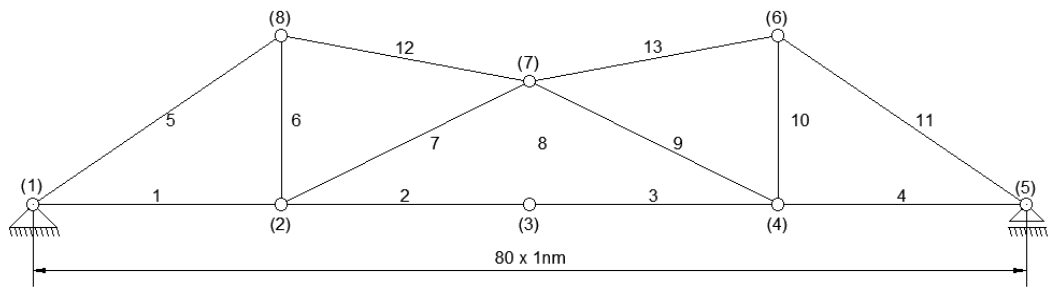
Düğüm No.	İlk koordinat		Optimizasyon için aralık	
	X (nm)	Y (nm)	X (nm)	Y (nm)
6	60	20	60	8 – 32
7	40	20	40	8 – 32
8	20	20	20	8 – 32

4.2.2.1. Durum 1

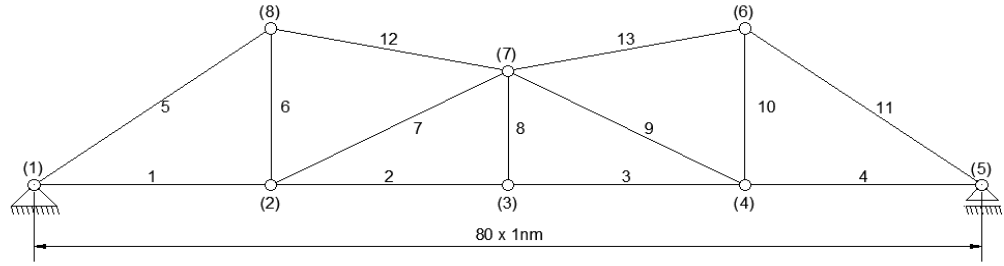
Birinci durum için frekans kısıtlayıcılar sabit tutulup 5 farklı e_0a değeri (0 ile 2 ve 0,5 artış) ile optimizasyonu yapılmıştır. Çizelge 4.13'te limit frekansları ve optimizasyon sonuçları gösterilmiştir. Çözümlere ait kafes şekiller ve e_0a 'ya göre frekans ve ağırlıkları değişimi Şekil 4.31-4.37'de görünmektedir.

Çizelge 4.13. 13 elemanlı nano ölçekli kafesin birinci durum için her e_0a değeri için frekans kısıtlayıcı ve optimum sonuçları

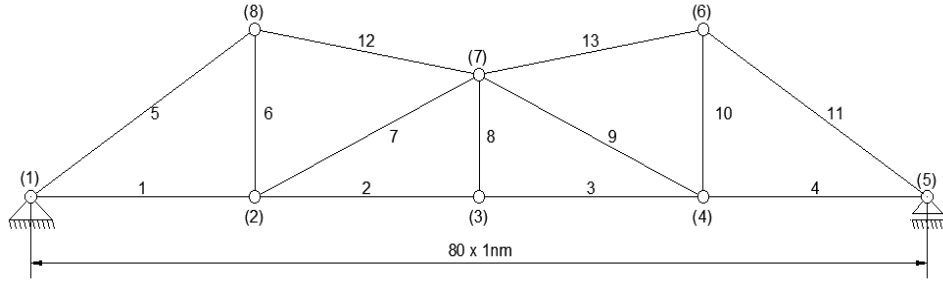
Özellikler	$e_0a = 0$	$e_0a = 0,5$	$e_0a = 1$	$e_0a = 1,5$	$e_0a = 2$
Frekans kısıtlayıcıları	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,25$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,40$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,25$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,40$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,25$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,40$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,25$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,40$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,25$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,40$
$Y_6, Y_8 (nm)$	13,911	13,929	13,984	14,077	14,208
$Y_7 (nm)$	10,149	10,151	10,156	10,165	10,178
$\bar{\omega}_1$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
$\bar{\omega}_2$	0,29643	0,29633	0,29605	0,29557	0,29489
$\bar{\omega}_3$	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
$W_{min} (ngf)$	3,3093E-9	3,3101E-9	3,3128E-9	3,3173E-9	3,3236E-9



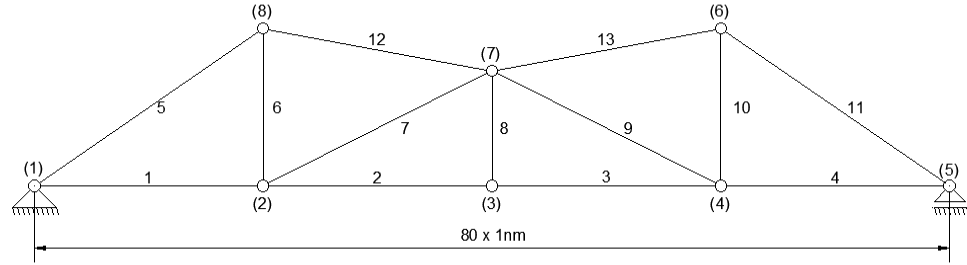
Şekil 4.31. Birinci durum için $e_0a = 0$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



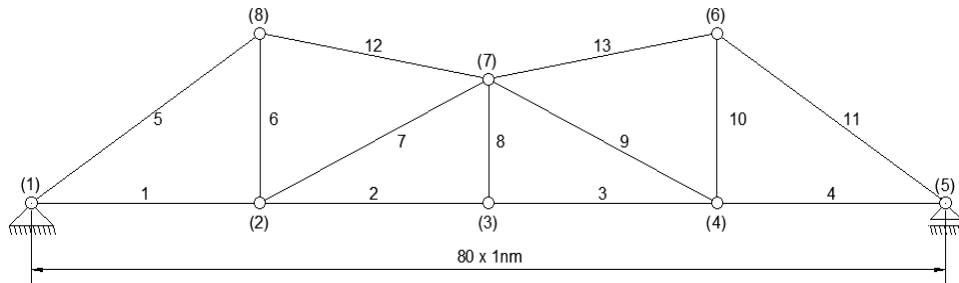
Şekil 4.32. Birinci durum için $e_0a = 0,5$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



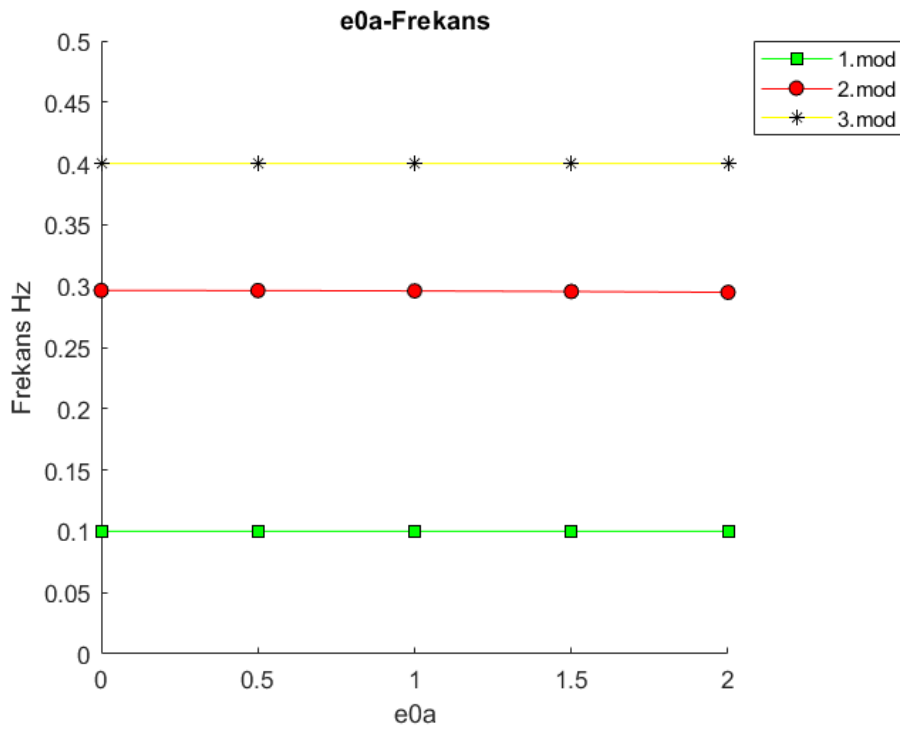
Şekil 4.33. Birinci durum için $e_0a = 1$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



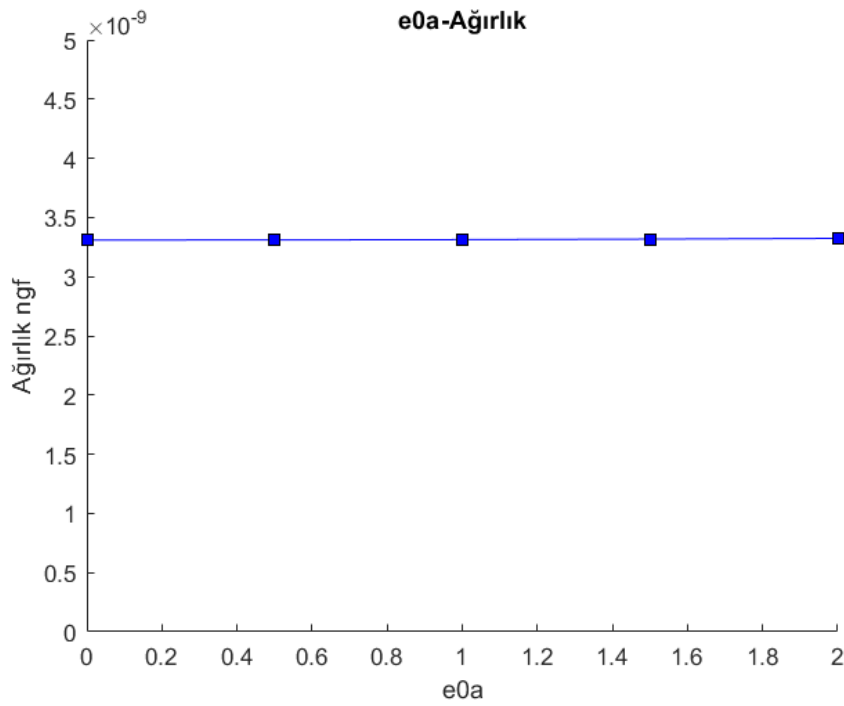
Şekil 4.34. Birinci durum için $e_0a = 1,5$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



Şekil 4.35. Birinci durum için $e_0a = 2$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



Şekil 4.36. Birinci durum 7 elemanlı nano ölçekli kafes için $e0a$ değerlerine göre frekans değişimi



Şekil 4.37. Birinci durum 7 elemanlı nano ölçekli kafes için $e0a$ değerlerine göre ağırlık değişimi

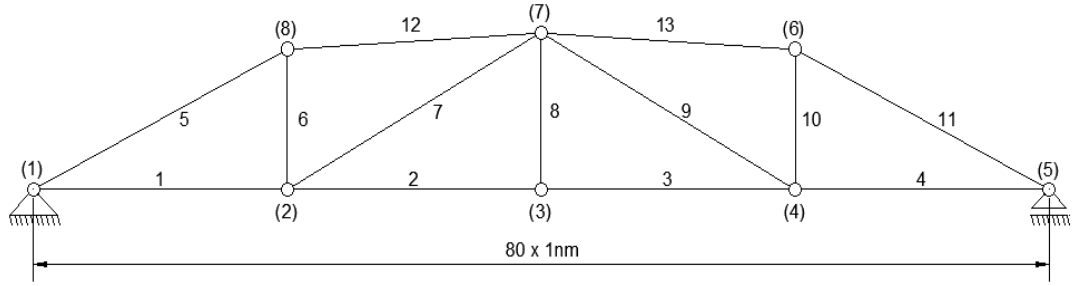
Çizelge 4.13'e göre optimize edilen çözümlerin ağırlığı referans modelin ağırlığına göre %13,96 daha hafiftir. Bununla birlikte birinci durum için farklı e_0a değerlerine göre elde edilen optimum tasarımlar arasında hemen hemen fark oluşmadığı görülmektedir. Aynı şekilde e_0a 'ya bağlı frekanslar ve ağırlıkları grafiklerinde değişim olmadığını gözlenmektedir.

4.2.2.2. Durum 2

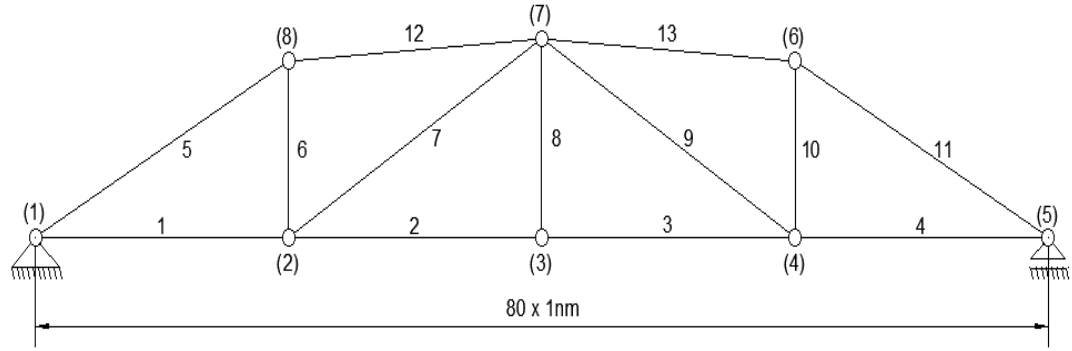
İkinci durumda 13 elemanlı kafes örneği e_0a parametresi 0 ile 40 arasında değişken alınarak ve frekans kısıtlayıcıları sabit tutularak tekrar optimize edilmiştir. Çizelge 4.14'te elde edilen optimum tasarımların frekansları ve optimizasyon sonuçları gösterilmiştir. Çözümlere ait kafes şekiller ve e_0a 'ya göre frekans ve ağırlıkları değişimi Şekil 4.38-4.44'te görünmektedir.

Çizelge 4.14. 13 elemanlı nano ölçekli kafesin İkinci durum için her e_0a değeri için frekans kısıtlayıcı ve optimum sonuçları

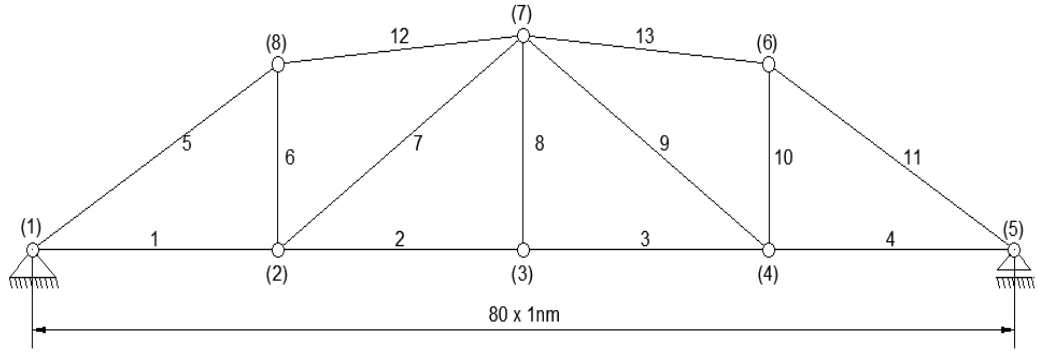
Özellikler	$e_0a = 0$	$e_0a = 10$	$e_0a = 20$	$e_0a = 30$	$e_0a = 40$
Frekans kısıtlayıcıları	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,15$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,17$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,15$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,17$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,15$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,17$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,15$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,17$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,15$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,17$
$Y_6, Y_8 (nm)$	10,283	10,930	12,750	15,642	27,083
$Y_7 (nm)$	11,503	12,319	14,700	18,538	25,754
$\bar{\omega}_1$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
$\bar{\omega}_2$	0,228441	0,24676	0,19403	0,1617	0,15797
$\bar{\omega}_3$	0,34502	0,31097	0,22977	0,17991	0,17
$W_{min}(ngf)$	3,19142E-9	3,2382E-9	3,3777E-9	3,615E-9	4,3628E-9



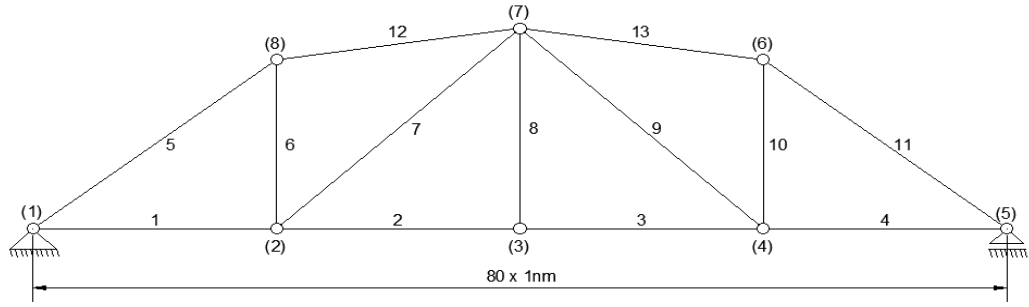
Şekil 4.38. İkinci durum için $e0a = 0$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



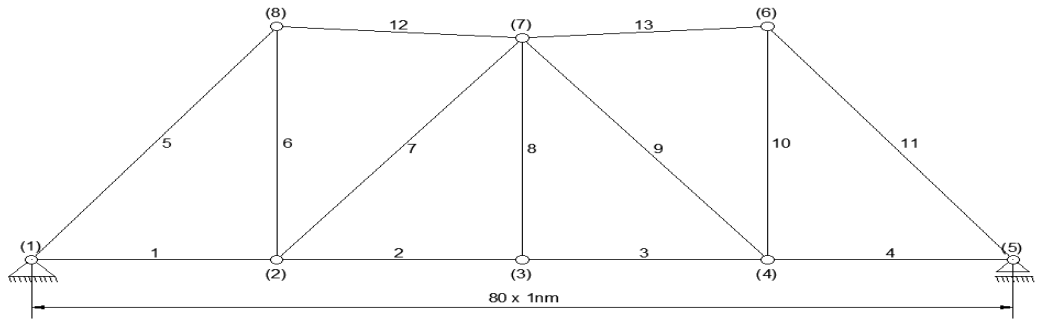
Şekil 4.39. İkinci durum için $e0a = 10$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



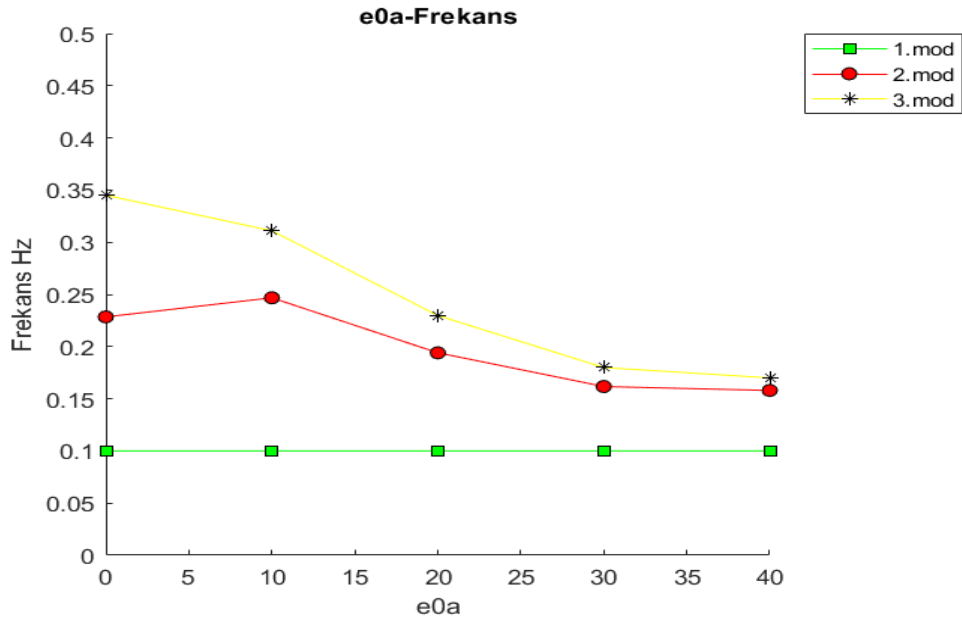
Şekil 4.40. İkinci durum için $e0a = 20$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



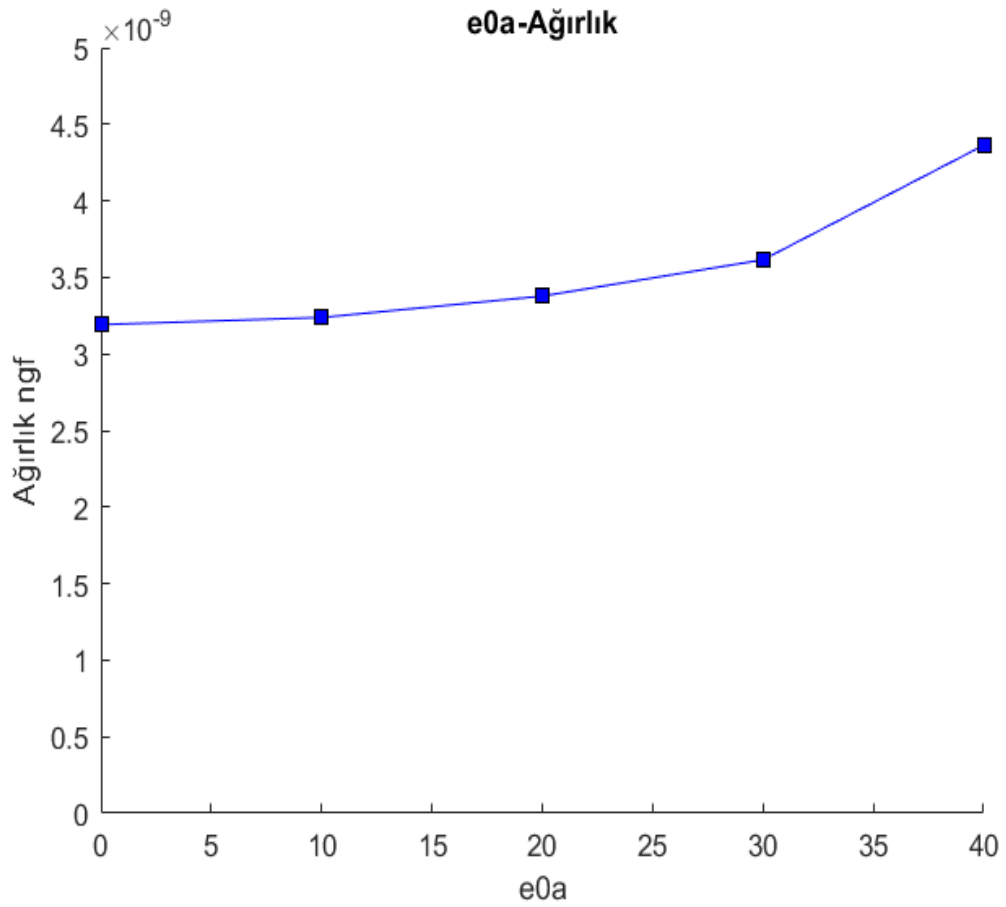
Şekil 4.41. İkinci durum için $e0a = 30$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



Şekil 4.42. İkinci durum için $e0a = 40$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



Şekil 4.43. İkinci durum 13 elemanlı nano ölçekli kafes için $e0a$ değerlerine göre frekans değişimi



Şekil 4.44. İkinci durum 13 elemanlı nano ölçekli kafes için e_{0a} değerlerine göre ağırlık değişimi

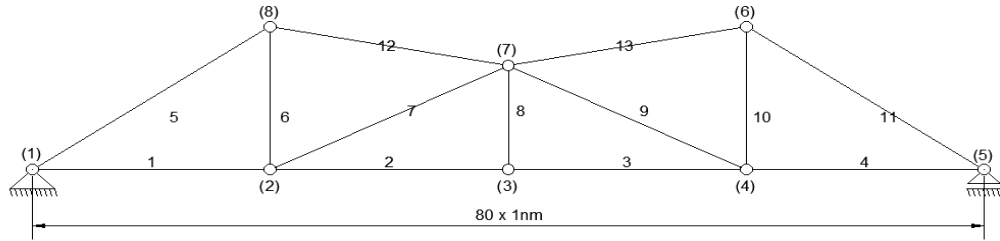
Şekil 4.44'e göre e_{0a} değeri arttıkça elde edilen optimum ağırlıkların parabolik şekilde arttığı görülmektedir. Şekil 4.38-4.41'deki kafes sistemler şekil olarak birbirine benzemesine karşın, Şekil 4.42'teki kafesin ($e_{0a} = 40$) diğer kafeslere göre farklı şekle sahip olduğu görülmektedir. Ayrıca $e_{0a} = 40$ için elde edilen ağırlık, boyut etkisi dikkate alınmadan elde edilen ağırlıktan ($e_{0a} = 0$) %13,44 büyüktür. Frekans değişimin verildiği Şekil 4.43'te sadece birinci modun hâkim olduğu görülmektedir. Bununla birlikte e_{0a} değeri arttıkça ikinci ve üçüncü modun frekans değerleri düşmektedir ve sınır değerden uzaklaşmaktadır. Sonuç olarak e_{0a} değerleri, yükseklikleri ve optimum ağırlıkları ile doğru orantılı ve sınır frekanslarla ters orantılıdır.

4.2.2.3. Durum 3

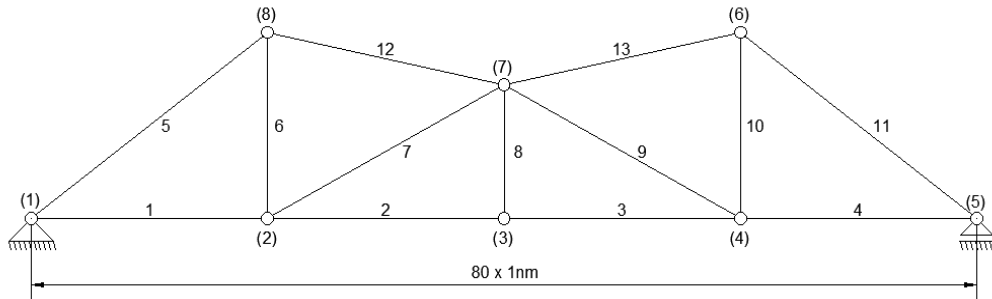
Bu durumda, durum 2'ye benzer şekilde e_{0a} değeri e_{0a} 0 ile 40 arasında değişmektedir. Ancak her e_{0a} için farklı frekans kısıtlayıcı belirlenmiştir. Çizelge 4.15'te alınan frekans kısıtlayıcıları ve elde edilen optimizasyon tasarım ayrıntıları gösterilmiştir. Optimum çözümlere ait kafes şekilleri, e_{0a} 'ya göre frekans ve ağırlıkları değişimleri Şekil 4.45-4.51'de verilmektedir.

Çizelge 4.15. 13 elemanlı nano ölçekli kafesin üçüncü durum için her e_0a değeri için frekans kısıtlayıcı ve optimum sonuçları

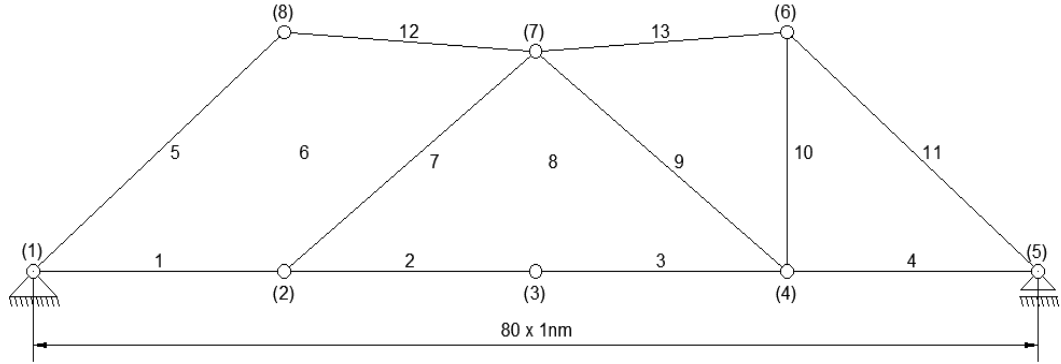
Özellikler	$e_0a = 0$	$e_0a = 10$	$e_0a = 20$	$e_0a = 30$	$e_0a = 40$
Frekans kısıtlayıcıları	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,25$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,40$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,25$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,35$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,24$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,27$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,19$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,20$	$\bar{\omega}_1 \geq 0,10$ $\bar{\omega}_2 \geq 0,15$ $\bar{\omega}_3 \geq 0,17$
$Y_6, Y_8 (nm)$	13,911	15,379	17,769	18,915	27,083
$Y_7 (nm)$	10,149	11,042	16,355	17,742	25,754
$\bar{\omega}_1$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
$\bar{\omega}_2$	0,29643	0,28001	0,24	0,19	0,15797
$\bar{\omega}_3$	0,4	0,35	0,27514	0,2009	0,17
$W_{min}(ngf)$	3,3093E-9	3,3962E-9	3,6362E-9	3,4261E-9	4,3628E-9



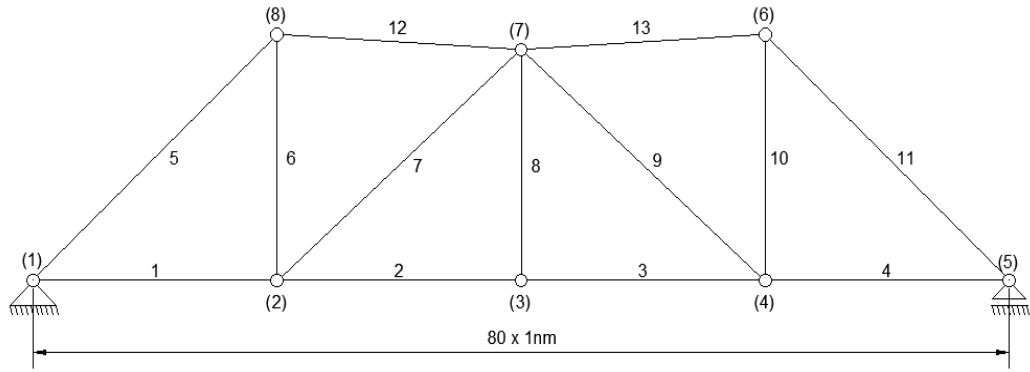
Şekil 4.45. Üçüncü durum için $e_0a = 0$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



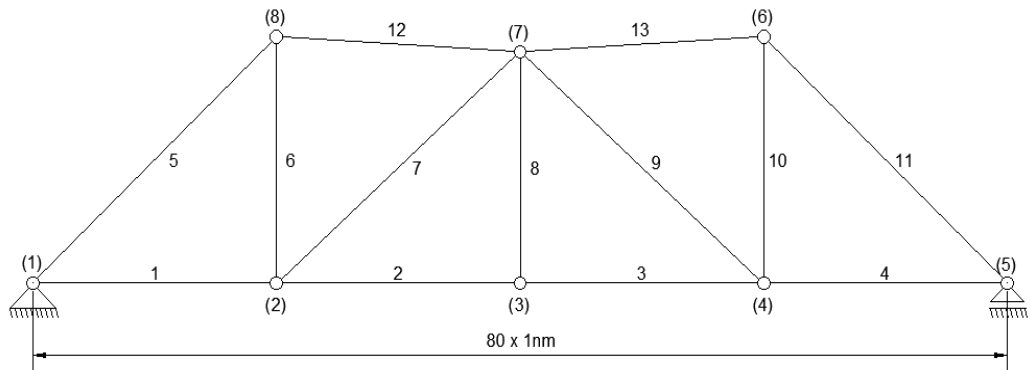
Şekil 4.46. Üçüncü durum için $e_0a = 10$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



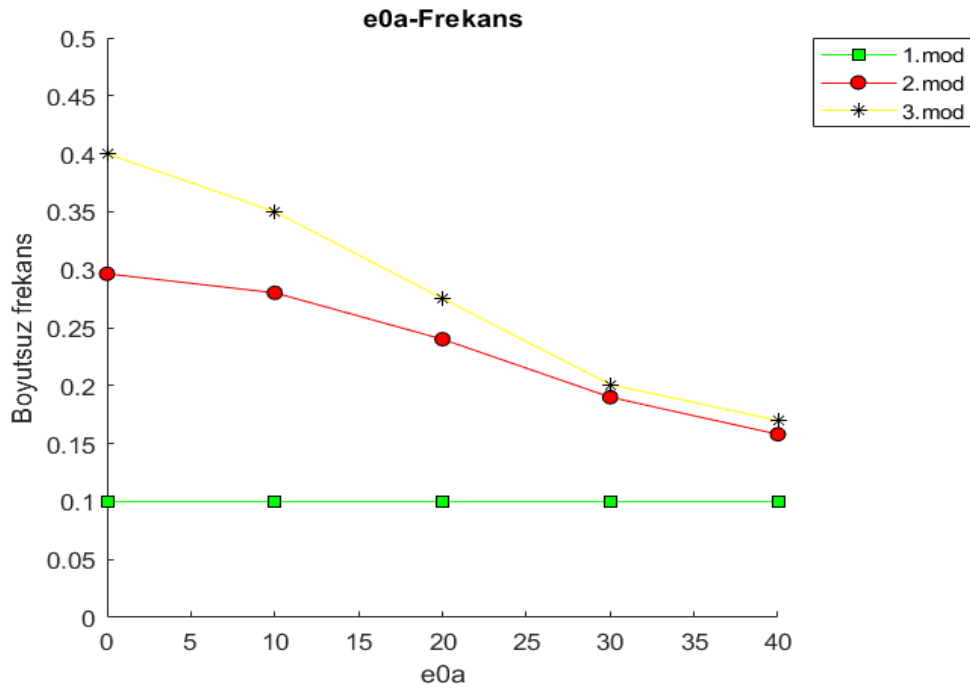
Şekil 4.47. Üçüncü durum için $e_0a = 20$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



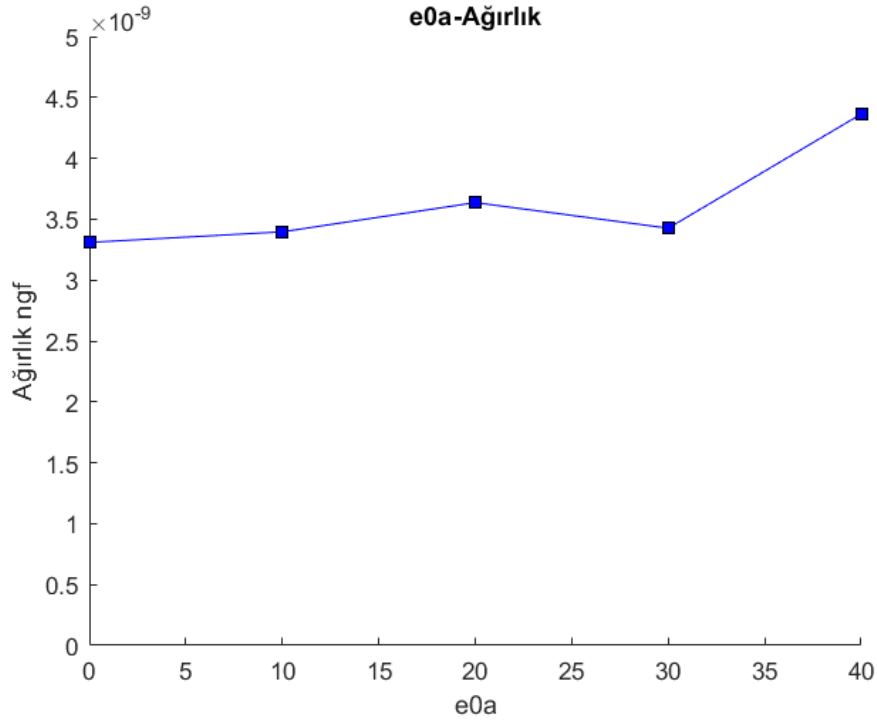
Şekil 4.48. Üçüncü durum için $e_0a = 30$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



Şekil 4.49. Üçüncü durum için $e_0a = 40$ 13 elemanlı nano ölçekli kafes optimum şekli



Şekil 4.50. Üçüncü durum 13 elemanlı nano ölçekli kafes için $e0a$ değerlerine göre frekans değişimi



Şekil 4.51. Üçüncü durum 13 elemanlı nano ölçekli kafes için $e0a$ değerlerine göre ağırlık değişimi

Durum 3'te durum 2'de olduğu gibi e_{0a} değeri arttıkça farklı optimum kafes tasarımlarının elde edildiği, optimum tasarımların ikinci ve üçüncü moda ait limit frekans değerlerinde azalmalar olduğu gözlenmektedir. Ancak $e_{0a}=30$ çözümündeki farklılık nedeniyle e_{0a} değeri ile optimum ağırlık arasında belirgin bir ilişki kurulamamıştır. Buna her e_{0a} için farklı frekans kısıtlayıcıların kullanılmasının neden olduğu düşünülmektedir. Ayrıca birinci mod optimum tasarımda en etkin mod olarak görünmesine karşın $e_{0a}=30$ ve $e_{0a}=40$ çözümlerinde sınır değere ulaşamamıştır. Optimizasyon işleminin etkinliği açısından bakıldığında durum 1 ve durum 2'ye benzer şekilde optimize edilmemiş çözüme göre %5,46-13,96 daha hafif tasarımlar elde edilmiştir. Bu durumda önceki durumda olduğu gibi $e_{0a}=40$ için elde edilen optimum ağırlık $e_{0a}=0$ için elde edilen ağırlığa göre %13,44 daha büyük çıkmıştır.

5. SONUÇLAR

Tez çalışmasında sonuçlar YAK algoritma tabanlı optimizasyon programın çözüm performansı, makro yapılarda atomik parametrenin etkisi, nano yapılarda atomik parametrenin etkisi, nano yapılarda optimizasyon işleminin etkisi ve nano yapılarda frekans modların etkisi konuları incelenmiştir. İnceleme sonrasında elde edilen çıkarımlar aşağıda verilmektedir.

Tez çalışmasında MATLAB dilinde mevcut problem için oluşturulan YAK algoritma tabanlı programın performansı literatürde daha önce farklı yöntemlerle çözülmüş 37 elemanlı kafes yapı üzerinde test edilmiştir. Literatür sonuçları ile karşılaştırıldığında geliştirilen program en iyi sonucu bulamasa da en iyi sonuca yakın çözüm (%2,38 daha ağır çözüm) elde ettiği görülmektedir. İstatistiksel olarak sonuçlar inceliginde program oldukça kararlı yapıdadır. Bununla beraber YAK algoritması hızlı ve efektif çözümleri bulunduğu tespit edilmektedir. Arama geçmişine bakıldığında YAK algoritması iyi bir yakınsama oranına sahiptir. Sonuç olarak geliştirilen YAK algoritma tabanlı program mevcut problem için yeterli seviyededir.

Makro yapılarda atomik parametre (e_{0a}) değeri 0 ve 2 arasında alınıp e_{0a} 'ın optimum yapı ağırlığına olan etkisi incelendiğinde e_{0a} 'nın yapı ağırlığında parabolik şekilde artışa neden olduğu gözlenmektedir. Ek olarak farklı e_{0a} değerleri alındığında optimum yapı şeklinde farklılıklar meydana gelmektedir. Buna karşın nano ölçekli yapılarda e_{0a} 0 ve 2 arasında seçildiği zaman optimum yapı ağırlığında ve yapı şeklinde değişim olmadığını gözlenmektedir. Ama e_{0a} sınırları uzunluk parametresine göre ayarlandığında ve yüksek e_{0a} değerleri alındığında makro yapılara benzer şekilde optimum ağırlık ile e_{0a} arasında parabolik ilişki gözlenmektedir.

Literatürden alınan nano yapıların orijinal şekilleriyle optimize edilen şekilleri karşılaştırıldığı zaman tüm e_{0a} değerlerinde optimize edilmiş tasarımların orijinal tasarımlardan ciddi oranda daha hafif olduğu görülmektedir. Bu durum optimizasyon algoritmaların nano yapıların tasarımında ciddi avantajlar sunacağını düşünülmektedir.

Frekans modları açısından bakıldığında makro yapılarda optimum tasarımların tüm modlarda limit değere yaklaştığı görülmektedir. Nano yapılarda ise birinci mod hâkim moddadır ve tüm e_{0a} değerlerinde limit değerdedir. Buna karşın ikinci ve üçüncü modlar yüksek e_{0a} değerlerinde limit değerden uzaklaşmaktadır.

6. KAYNAKLAR

- Akgoz, B., & Civalek, O. (2011). Strain gradient elasticity and modified couple stress models for buckling analysis of axially loaded micro-scaled beams. *International Journal of Engineering Science*, 49(11), 1268-1280.
- Akin, A., & Aydogdu, I. (2015). Optimum design of steel space frames by hybrid teaching-learning based optimization and harmony search algorithms. *World Academy of Science, Engineering and Technology Civil and Environmental Engineering*, 2(7), 739-745.
- Assimi, H., & Jamali, A. (2018). A hybrid algorithm coupling genetic programming and Nelder–Mead for topology and size optimization of trusses with static and dynamic constraints. *Expert Systems with Applications*, 95, 127-141.
- Aydoğdu, İ., Akın, A., & Saka, M. P. (2016). Design optimization of real world steel space frames using artificial bee colony algorithm with Levy flight distribution. *Advances in engineering software*, 92, 1-14.
- Baghlani, A., & Makiabadi, M. H. (2013). Teaching-Learning-Based Optimization Algorithm for Shape and Size Optimization of Truss Structures with Dynamic Frequency Constraints. *Iranian Journal of Science and Technology-Transactions of Civil Engineering*, 37(C), 409-421.
- Barretta, R., Faghidian, S. A., & de Sciarra, F. M. (2019). Stress-driven nonlocal integral elasticity for axisymmetric nano-plates. *International Journal of Engineering Science*, 136, 38-52.
- Berke, L., & Khot, N. (1974). Use of optimality criteria methods for large scale systems. 1974. 29.
- Bresler, Y., Reddy, V. U., & Kailath, T. (1988). Optimum beamforming for coherent signal and interferences. *IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing*, 36(6), 833-843.
- Daneshmehr, A., Rajabpoor, A., & Hadi, A. (2015). Size dependent free vibration analysis of nanoplates made of functionally graded materials based on nonlocal elasticity theory with high order theories. *International Journal of Engineering Science*, 95, 23-35.
- Değertekin, S. Ö., Fırat, M. Ü., & Hayalioğlu, M. S. (2013). Kafes Yapıların Modifiye Edilmiş Yapay Arı Koloni Algoritması İle Optimizasyonu.
- Eberhart, R., & Kennedy, J. (1995). *Particle swarm optimization*. Paper presented at the Proceedings of the IEEE international conference on neural networks.
- Gerhardt, E., & Gomes, H. M. (2012). *Artificial bee colony (ABC) algorithm for engineering optimization problems*. Paper presented at the International Conference on Engineering Optimization.
- Gholizadeh, S., & Barzegar, A. (2013). Shape optimization of structures for frequency constraints by sequential harmony search algorithm. *Engineering Optimization*, 45(6), 627-646.
- Glover, F. (1986). Future paths for integer programming and links to artificial intelligence. *Computers & operations research*, 13(5), 533-549.

- Gökkuş, Ü., Yıldırım, M. S., & Aydın, M. M. (2017). Estimation of container traffic at seaports by using several soft computing methods: a case of Turkish Seaports. *Discrete Dynamics in Nature and Society*, 2017.
- Goldberg, D. E., & Holland, J. H. (1988). Genetic algorithms and machine learning.
- Gomes, H. M. (2011). Truss optimization with dynamic constraints using a particle swarm algorithm. *Expert Systems with Applications*, 38(1), 957-968.
- Gonçalves, M. S., Lopez, R. H., & Miguel, L. F. F. (2015). Search group algorithm: a new metaheuristic method for the optimization of truss structures. *Computers & Structures*, 153, 165-184.
- Ho-Huu, V., Nguyen-Thoi, T., Truong-Khac, T., Le-Anh, L., & Vo-Duy, T. (2018). An improved differential evolution based on roulette wheel selection for shape and size optimization of truss structures with frequency constraints. *Neural Computing & Applications*, 29(1), 167-185.
- Jalili, S., & Talatahari, S. (2018). Optimum Design of Truss Structures Under Frequency Constraints using Hybrid CSS-MBLS Algorithm. *Ksce Journal of Civil Engineering*, 22(5), 1840-1853.
- Joubari, M. M., Pashaei, M., & Fathi, A. (2014). Sizing optimization of truss structures under frequency constraints with artificial bee colony algorithm. *Journal of mathematics and computer Science*, 9, 77-88.
- Karaboga, D. (2005). *An idea based on honey bee swarm for numerical optimization*. Retrieved from
- Kaveh, A., Jafari, L., & Farhoudi, N. (2015). Truss optimization with natural frequency constraints using a dolphin echolocation algorithm.
- Kaveh, A., & Khayatazad, M. (2013). Ray optimization for size and shape optimization of truss structures. *Computers & Structures*, 117, 82-94.
- Kaveh, A., & Kooshkbaghi, M. (2019). Enhanced artificial coronary circulation system algorithm for truss optimization with multiple natural frequency constraints. *Periodica Polytechnica Civil Engineering*, 63(2), 362-376.
- Kaveh, A., & Zolghadr, A. (2012). Truss optimization with natural frequency constraints using a hybridized CSS-BBBC algorithm with trap recognition capability. *Computers & Structures*, 102, 14-27.
- Kaveh, A., & Zolghadr, A. (2017). Truss shape and size optimization with frequency constraints using tug of war optimization. *Asian J Civil Eng*, 7(2), 311-333.
- Kaveh, A., & Zolghadr, A. (2018). Meta-heuristic methods for optimization of truss structures with vibration frequency constraints. *Acta Mechanica*, 229(10), 3971-3992.
- Kong, S. L., Zhou, S. J., Nie, Z. F., & Wang, K. (2008). The size-dependent natural frequency of Bernoulli-Euler micro-beams. *International Journal of Engineering Science*, 46(5), 427-437.
- Lingyun, W., Mei, Z., Guangming, W., & Guang, M. (2005). Truss optimization on shape and sizing with frequency constraints based on genetic algorithm. *Computational Mechanics*, 35(5), 361-368.

- Mohammad-Abadi, M., & Daneshmehr, A. R. (2014). Size dependent buckling analysis of microbeams based on modified couple stress theory with high order theories and general boundary conditions. *International Journal of Engineering Science*, 74, 1-14.
- Mortazavi, A. (2021). Size and layout optimization of truss structures with dynamic constraints using the interactive fuzzy search algorithm. *Engineering Optimization*, 53(3), 369-391.
- Numanoğlu, H. M., Akgöz, B., & Civalek, Ö. (2018). On dynamic analysis of nanorods. *International Journal of Engineering Science*, 130, 33-50.
- Peddie, J., Buchanan, G. R., & McNitt, R. P. (2003). Application of nonlocal continuum models to nanotechnology. *International Journal of Engineering Science*, 41(3-5), 305-312.
- Prager, W. (1968). Optimality criteria in structural design. *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America*, 794-796.
- Rahaeifard, M., Kahrobaiyan, M. H., Ahmadian, M. T., & Firoozbakhsh, K. (2013). Strain gradient formulation of functionally graded nonlinear beams. *International Journal of Engineering Science*, 65, 49-63.
- Reddy, J. N. (2007). Nonlocal theories for bending, buckling and vibration of beams. *International Journal of Engineering Science*, 45(2-8), 288-307.
- Reddy, J. N., & Pang, S. D. (2008). Nonlocal continuum theories of beams for the analysis of carbon nanotubes. *Journal of Applied Physics*, 103(2).
- Rozvany, G. I. (2012). *Structural design via optimality criteria: the Prager approach to structural optimization* (Vol. 8): Springer Science & Business Media.
- Sevim, Ö., & Sönmez, M. (2014). Geliştirilmiş Yapay Ari Koloni Algoritması İle Kafes Ve Düzlemsel Çelik Yapıların Optimum Tasarımı. *Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 3(2), 38-51.
- Sonmez, M. (2011). Artificial Bee Colony algorithm for optimization of truss structures. *Applied Soft Computing*, 11(2), 2406-2418.
- Srividhya, S., Raghu, P., Rajagopal, A., & Reddy, J. N. (2018). Nonlocal nonlinear analysis of functionally graded plates using third-order shear deformation theory. *International Journal of Engineering Science*, 125, 1-22.
- Tejani, G. G., Savsani, V. J., Patel, V. K., & Mirjalili, S. (2018). Truss optimization with natural frequency bounds using improved symbiotic organisms search. *Knowledge-Based Systems*, 143, 162-178.
- Thai, H. T. (2012). A nonlocal beam theory for bending, buckling, and vibration of nanobeams. *International Journal of Engineering Science*, 52, 56-64.
- Wang, Y. Z., & Li, F. M. (2012). Static bending behaviors of nanoplate embedded in elastic matrix with small scale effects. *Mechanics Research Communications*, 41, 44-48.
- Zenkour, A. M., & Sobhy, M. (2013). Nonlocal elasticity theory for thermal buckling of nanoplates lying on Winkler-Pasternak elastic substrate medium. *Physica E-Low-Dimensional Systems & Nanostructures*, 53, 251-259.

ÖZGEÇMİŞ

Abdel-Hafiz BOUCARI YAHOU

ÖĞRENİM BİLGİLERİ

Yüksek Lisans 2019- 2021	Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı, Antalya
Lisans 2014- 2019	Akdeniz Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı, Antalya

ESERLER

Uluslararası hakemli dergilerde yayımlanan makaleler

1- Simsek, R., et al. (2019). "Development of Software to Design and Calculate Capacity of Steel Connections". In: Branch, Chamber of Civil Engineers Konya (ed.) 8th International Steel Structures Symposium