



**TİTREŞİM İZOLATÖRÜ TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR İLE
ANALİZİ**

Mehmet KURAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENDÜSTRİYEL TASARIM MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

HAZİRAN 2020

Mehmet KURAN tarafından hazırlanan “TİTREŞİM İZOLATÖRÜ TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR İLE ANALİZİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Endüstriyel Tasarım Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Murat Tolga ÖZKAN

Endüstriyel Tasarım Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Başkan: Prof. Dr. Ersel Olcay CANYURT

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Üye: Doç. Dr. İhsan TOKTAŞ

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Yıldırım Beyazıt Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Tez Savunma Tarihi: 08/06/2020

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

.....

Mehmet KURAN

08/06/2020

TİTREŞİM İZOLATÖRÜ TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR İLE ANALİZİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Mehmet KURAN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2020

ÖZET

Titreşim hareketleri mekanik sistemlerde oldukça etkilidir. Dinamik yükler sayesinde ortaya çıkan zorlanmış titreşimler, mekanik yapılarda yorulma ve çatlak sebepli kopmalara veya plastik şekil değiştirmelere sebep olabilmektedir. Bunun önüne geçebilmek için titreşimi iletme veya sönümlemek için farklı prensiplere sahip yapılar tasarlanmıştır. Sönüm etkisi ile maruz kalınan enerji başka formlara dönüştürülerek sistemin etkilemesi engellenir. Sistemin enerjisi Coulomb veya viskoz sürtünme ile ısıya dönüştürülerek sönümlenebilir. İzolatörler ise farklı prensiplere dayanarak mekanik titreşimlerin yıkıcı etkilerini engellerler. İzolatörler genellikle sistemdeki titreşim kaynağının istenilen kısımlara ulaşmasını engellemektedir. Örneğin içten yanmalı motor, çamaşır makinesi veya optik odaklama sistemleri gibi uygulamalarda izolatörler kullanılmaktadır. Yapılan tez çalışmada muhtelif elektronik malzemelerin uçaklar içerisindeki titreşime maruz kalarak hasara uğramasını engellemek için bir tasarım ortaya konulmuştur. Tasarım içerisinde kauçuk malzemenin yaşlanma veya çevresel şartlardan etkilerinden kaçınılması için bakır kullanılmıştır. Bakır hiperelastik etkileri sağlayamayacağı için bu problemde *Statik Yüksek Dinamik Düşük Katılık* kavramı kullanılmıştır. Bu kavram içerisinde yaylar kritik önem taşıdığı için geometrik boyutların etkileri incelenmiştir. Hali hazırdaki modeller ile analiz yöntemleri teyit edilmiştir. Farklı kesitlere sahip seçenekler arasından bu etkilere göre seçimler yapılarak tasarım ortaya konulmuştur. Ortaya çıkan tasarım ise örnek bir yük ile geliş-güzel titreşimlere maruz bırakılarak test edilmiştir. Bu analizler gerçekleştirilirken sonlu eleman analizi yaklaşımı ve ANSYS programı kullanılmıştır. Tasarım aşamasında ise PTC Creo 3.0 programından faydalanılmıştır. Çalışma sonucunda lineer elemanlar kullanılarak, *Statik Yüksek Dinamik Düşük Katılık* kavramı sayesinde daha yüksek performanslı izolatör tasarımı yapılmıştır.

Bilim Kodu : 91422
Anahtar Kelimeler : Mekanik Titreşimler, İzolatör, Sonlu Elemanlar Analizi, Yay Tasarımı, Damper
Sayfa Adedi : 85
Danışman : Doç. Dr. M. Tolga ÖZKAN

DESIGN OF VIBRATION ISOLATOR AND FINITE ELEMENT ANALYSIS

(M. Sc. Thesis)

Mehmet KURAN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2020

ABSTRACT

Vibration movements are very effective in mechanical systems. Forced vibrations caused by dynamic loads can cause fatigue and crack ruptures or plastic deformations in mechanical structures. To prevent this, structures with different principles are designed to transmit or dampen vibration. The energy exposed by the damping effect is transformed into other forms to prevent the system from affecting. The energy of the system can be dampened by converting it into heat by Coulomb or viscous friction. Insulators, on the other hand, prevent the destructive effects of mechanical vibrations based on different principles. Insulators generally prevent the vibration source in the system from reaching the desired parts. For example, insulators are used in applications such as internal combustion engines, washing machines or optical focusing systems. In the thesis study, a design has been put forward to prevent the various electronic materials from being damaged by being exposed to the vibration inside the aircraft. Copper is used in the design to avoid the effects of rubber material from aging or environmental conditions. Since copper cannot provide hyperelastic effects, the concept of Static High Dynamic Low Stiffness is used in this problem. Since the springs are critical in this concept, the effects of the geometric dimensions are examined. The current models and analysis methods have been confirmed. The design is put forward by making choices according to these effects among the options with different cross sections. The resulting design was tested by exposing it to random vibrations with a sample load. While performing these analyzes, finite element analysis approach and ANSYS program were used. During the design phase, PTC Creo 3.0 program was used. As a result of the study, by using linear elements, a higher performance insulator design was made thanks to the concept of Static High Dynamic Low Stiffness.

Science Code : 91422

Key Words : Mechanical Vibration, Isolator, Finite Element Analysis, Spring Design, Damper

Page Number : 85

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. M. Tolga ÖZKAN

TEŞEKKÜR

Lisansüstü eğitimim ve tez çalışmam boyunca desteğini asla esirgemeyen ve yol gösteren danışman hocam Doç. Dr. M.Tolga ÖZKAN'a, bu süreçte karşılaşılan problemleri çözmemde her daim yardımcı olan tüm çalışma arkadaşlarıma, akademik çalışmalar için teşvik eden ve alan tanıyan ANOVA Ar-Ge Teknolojileri A.Ş.'ye teşekkürlerimi sunarım. Tüm süreç boyunca yanımda olan Cemre KANCAĞI ve en önemlisi bugüne kadar maddi ve manevi tüm emekleri için anneme, babama ve ablama teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER.....	vii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiv
1. GİRİŞ.....	1
2. MEKANİK TİTREŞİMLER.....	13
2.1. Mekanik Kuvvetler.....	13
2.2. Titreşimlerin Sınıflandırılması.....	13
2.3. Kütle-Yay Sistemi.....	15
3. METOD VE ANALİZ.....	19
3.1. Sonlu Eleman Analizi Model Doğrulaması.....	19
3.2. Basma Yaylarında Geometrik Parametrelerin Katılığa Etkisi.....	23
3.2.1. Dairesel kesitli basma yayı.....	23
3.2.2. Kare kesitli basma yayı.....	26
3.2.3. Yatay dikdörtgen kesitli basma yayı.....	29
3.2.4. Dikey dikdörtgen kesitli basma yayı.....	32
3.2.5. Parametre etkilerinin karşılaştırılması.....	36
3.3. Yaylı İzolatörlerde Geometrik Parametrelerin Katılığa Etkisi.....	39
3.3.1. Dairesel kesit yaylı izolatör.....	39
3.3.2. Kare kesitli izolatör.....	43
3.3.3. Yatay dikdörtgen kesitli izolatör.....	46

Sayfa

3.3.4. Dikey dikdörtgen kesitli izolatör.....	51
3.3.5 Parametre etkilerinin karşılaştırılması.....	54
3.4. Statik Yüksek Dinamik Düşük Katılık İzolatör Modeli.....	57
3.5. İzolatörün Gelişi-güzel Titreşim Performans.....	73
4. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	79
KAYNAKLAR.....	81
ÖZGEÇMİŞ.....	85

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Basit sarkaç.....	14
Şekil 2.2. Lineer yay modeli.....	15
Şekil 2.3. Kütle-yay modeli.....	16
Şekil 3.1. Leespring MS24585-1527 katalog bilgisi.....	19
Şekil 3.2. Katılık hesaplaması için analiz ağacı.....	20
Şekil 3.3. Örnek yayın ağ yapısı.....	20
Şekil 3.4. Örnek yayda mekanik kısıt ve yükler.....	21
Şekil 3.5. Örnek yay yer-değiştirme.....	22
Şekil 3.6. Örnek yay katılık doğrulaması.....	22
Şekil 3.7. Creo 3.0 programı ile oluşturulan dairesel kesitli katı model.....	23
Şekil 3.8. Dairesel kesitli yay analiz ağacı.....	24
Şekil 3.9. Dairesel kesitli yay analiz modeli.....	24
Şekil 3.10. Dairesel kesitli yayın yer-değiştirme dağılımı.....	25
Şekil 3.11. Dairesel kesitli yayın parametrik katılık eğrileri.....	26
Şekil 3.12. Creo 3.0 programı ile oluşturulan kare kesitli katı model.....	27
Şekil 3.13. Kare kesitli yay analiz ağacı.....	27
Şekil 3.14. Kare kesitli yay mekanik modeli.....	28
Şekil 3.15. Kare kesitli yay yer-değiştirme.....	28
Şekil 3.16. Kare kesitli yayın parametrik katılık eğrileri.....	29
Şekil 3.17. Creo 3.0 programı ile oluşturulan yatay dikdörtgen kesitli katı model.....	30
Şekil 3.18. Yatay dikdörtgen kesitli yay analiz ağacı.....	30
Şekil 3.19. Yatay dikdörtgen kesitli yay ağ yapısı.....	31
Şekil 3.20. Yatay dikdörtgen kesitli yer-değiştirme.....	31

Şekil	Sayfa
Şekil 3.21. Yatay dikdörtgen kesitli yayın parametrik katılık eğrileri.....	32
Şekil 3.22. Creo 3.0 programı ile oluşturulan dikey dikdörtgen kesitli katı model.....	33
Şekil 3.23. Dikey dikdörtgen kesitli yay analiz ağacı.....	33
Şekil 3.24. Dikey dikdörtgen kesitli yay ağ yapısı.....	34
Şekil 3.25. Dikey dikdörtgen kesitli yay mekanik model.....	34
Şekil 3.26. Dikey dikdörtgen kesitli yay yer-değiştirme.....	35
Şekil 3.27. Dikey dikdörtgen kesitli yayın katılık eğrileri.....	35
Şekil 3.28. Farklı kesitlerde yay uzunluğu etki eğrisi.....	37
Şekil 3.29. Farklı kesitlerde yay-yarıçapı etki eğrisi.....	38
Şekil 3.30. Farklı kesitlerde tel boyutu etki eğrisi.....	39
Şekil 3.31. Creo 3.0 ile oluşturulan dairesel kesit yaylı izolator katı model.....	40
Şekil 3.32. Dairesel kesit yaylı izolator analiz ağacı.....	40
Şekil 3.33. Dairesel kesit yaylı izolator ağ yapısı.....	41
Şekil 3.34. Daire kesit yaylı izolator gerilim dağılımı.....	42
Şekil 3.35. Dairesel kesit yaylı izolator yer-değiştirme dağılımı.....	42
Şekil 3.36. Creo 3.0 ile oluşturulan kare kesit yaylı izolator katı model.....	43
Şekil 3.37. Kare kesit izolator analiz ağacı.....	44
Şekil 3.38. Kare kesit izolator ağ yapısı.....	45
Şekil 3.39. Kare kesit izolator yer-değiştirme dağılımı.....	46
Şekil 3.40. Kare kesit izolator gerilim dağılımı.....	46
Şekil 3.41. Creo 3.0 ile oluşturulan yatay dikdörtgen kesitli izolator katı model.....	47
Şekil 3.42. Yatay dikdörtgen kesitli izolator analiz ağacı.....	48
Şekil 3.43. Yatay dikdörtgen kesitli izolator ağ yapısı.....	49
Şekil 3.44. Yatay dikdörtgen kesitli izolator yer-değiştirme.....	50

Şekil	Sayfa
Şekil 3.45. Yatay dikdörtgen kesitli izolator gerilim dağılımı.....	50
Şekil 3.46. Creo 3.0 ile oluşturulan dikey dikdörtgen kesitli izolator katı model.....	51
Şekil 3.47. Dikey dikdörtgen kesitli izolator analiz ağacı.....	52
Şekil 3.48. Dikey dikdörtgen kesitli izolator ağ yapısı.....	53
Şekil 3.49. Dikey dikdörtgen izolator gerilim dağılımı.....	54
Şekil 3.50. Dikey dikdörtgen izolator yer-değiştirme.....	54
Şekil 3.51. İzolator yay uzunluğu katılığa etkisi.....	55
Şekil 3.52. İzolator yay yarıçapı katılığa etkisi.....	56
Şekil 3.53. İzolator tel boyu katılığa etkisi.....	57
Şekil 3.54. Kütle yay statik konum.....	58
Şekil 3.55. Zorlanmış titreşim kütle yay-modeli.....	59
Şekil 3.56. Tasarlanan 3 dairesel kesitli izolator: 3H.....	60
Şekil 3.57. Tasarlanan 3 yatay dikdörtgen kesitli izolator: 3R.....	60
Şekil 3.58. Tasarlanan 2 d. kesikli izolator,1 yatay dikd.kesitli izolator:2 H-1R.....	61
Şekil 3.59. Tasarlanan 2 yatay dikd.kesitli izolator, 1 d. kesitli izolator: 2R-1R.....	61
Şekil 3.60. İzolator montajı analiz ağacı.....	62
Şekil 3.61. 2H-1R ağ yapısı ve eksen takımı.....	63
Şekil 3.62. 2H-1R 1. Mod.....	63
Şekil 3.63. 2H-1R 2. Mod.....	64
Şekil 3.64. 2H-1R 3. Mod.....	64
Şekil 3.65. 2H-1R 4. Mod.....	64
Şekil 3.66. 2H-1R 5. Mod.....	65
Şekil 3.67. 2H-1R 6. Mod.....	65
Şekil 3.68. X ekseni yer-değiştirme frekans cevabı sonuçları.....	66

Şekil	Sayfa
Şekil 3.69. Y eksenli yer-değiştirme frekans cevabı sonuçları.....	66
Şekil 3.70. Z eksenli yer-değiştirme frekans cevabı sonuçları.....	67
Şekil 3.71. İvme frekans cevabı sonuçları X eksenli.....	68
Şekil 3.72. İvme frekans cevabı sonuçları Y eksenli.....	68
Şekil 3.73. İvme frekans cevabı sonuçları Z eksenli.....	69
Şekil 3.74. 2H-1R gerilme dağılımı.....	70
Şekil 3.75. 2H-1R yer-değiştirme.....	70
Şekil 3.76. 3H yer-değiştirme.....	71
Şekil 3.77. 3H gerilim dağılımı.....	71
Şekil 3.78. 2H-1R izolatörü C-130 kargo uçağı titreşiminde iletkenliği.....	72
Şekil 3.79. C-130 kargo uçağı Y eksenli titreşim profili.....	73
Şekil 3.80. Y eksenli gerilim dağılımı.....	74
Şekil 3.81. Y eksenli yer-değiştirme dağılımı.....	74
Şekil 3.82. C-130 kargo uçağı X eksenli titreşim profili.....	75
Şekil 3.83. X eksenli yer-değiştirme dağılımı.....	76
Şekil 3.84. X eksenli gerilim dağılımı.....	76
Şekil 3.85. C-130 kargo uçağı Z eksenli titreşim profili.....	77
Şekil 3.86. Z eksenli yer-değiştirme dağılımı.....	77
Şekil 3.87. Z eksenli gerilim dağılımı.....	78

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Farklı izolatör montajları ilk doğal frekans sonuçları.....	65

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler

Açıklamalar

Hz	Hertz
N	Newton
Δz	Fark yer-değiştirme
ΔF	Fark kuvvet
$k_{eş}$	Eşdeğer katılık
k_1	Birinci yayın katılığı
k_2	İkinci yayın katılığı
G	Kayma modülü
D	Yay çapı
d	Tel çapı
n	Aktif sarım sayısı
m	Kütle
ω_n	Doğal frekans
mm	Milimetre
MPa	Megapaskal
g	Yerçekimi ivmesi

Kısaltmalar

Açıklamalar

ASTM	American Society for Testing and Materials
CAD	Computer Aided Design
HSLDS	High Static Low Dynamic Stiffness
OMA	Operational Modal Analysis
PSD	Power Spectral Density
PSDT	Power Spectral Density Transmissibility
RoT	Response of Transmissibility

Kısaltmalar**Açıklamalar****SYDDK**

Statik Yüksek Dinamik Düşük Katılık

QZS

Quasi-Zero Stiffness

1. GİRİŞ

Mekanik sistemler yapısı gereği gerçek dünyada birçok dış etkenden etkilenir. Bu etkenler sıcaklık, basınç, nem veya mekanik kuvvetlerdir. Kullanıldığı ortam şartlarına göre bu etkenlerin etkileri göz önünde bulundurularak tasarlanırlar. Ancak sistemler hareketli mekanizmalar olsun ya da hareketsiz konstrüksiyonlar olsun dış dünyadaki dinamik kuvvetlerden etkilenirler. Örneğin binalar statik yapılardır ancak depremlerin oluşturduğu mekanik kuvvetlerden oldukça etkilenirler. Hareketli mekanizmalar kendi iç özelliklerinden kaynaklı veya dış ortamdaki kuvvetlerden etkilenebilir. Bu duruma örnek olarak otomobiller gösterilebilir. Otomobillerde hem içten yanmalı motordan gelebilecek kuvvetler hem de seyir sırasında yoldan gelebilecek kuvvetler tasarım sürecinde mutlaka göz önünde bulundurulur. Dış kuvvet etkileri hem yapıların insan sağlığına olan etkileri hem de kendi dayanımları için kritik etkiye sahiptir. İnsan ara yüzüne sahip olan yapılar için oluşturulan titreşimler için önlem alınmaz ise insanlara kısa veya uzun vadede zarar verebilir. Eğer dayanım açısından bakılır ise imalat sürecindeki kusurlar dış kuvvetlerin etkisi ile yorulmalara veya çatlaktan kaynaklı kopmalara neden olur. Bu sebeple titreşimlerin izole edilmesi kritik önem taşımaktadır. Titreşim izolasyonu hem sistemlerin ömrü açısından hem de sistemlerin insan sağlığı açısından önem taşır. Bu konuda Le ve Ahn'ın birlikte yaptıkları çalışmada araçlardaki sürücü koltuklarının titreşim izolasyonu için negatif katılığa sahip bir izolatör tasarımı geliştirmişlerdir. Önerilen tasarımda iki adet yay düşey doğrultuda hareket eden kütleyle yatay doğrultuda bağlıdır. Ortaya koydukları bu tasarım ile dinamik bir katılık yakalayarak sistemin düşük frekanslarda geleneksel tasarımlardan daha iyi bir izolasyon değeri yakalanmıştır. Çalışmaları içerisinde sinüzoidal, çoklu frekans ve rastgele frekanslarda analitik ve nümerik yöntemlerle karşılaştırılmış ve bunlar deneysel yöntemler ile doğrulanmıştır [1].

Havacılık ve uzay çalışmalarında da titreşimin olumsuz etkilerinden kaçınmak için çalışmalar yapılmıştır. Örneğin; Bronowicki, yaptığı çalışma da uzay gözlem teleskobunun izleme açısı değiştirirken oluşturduğu titreşimi ve soğutucunun kompresöründen gelen titreşimi izole etmek için yeni bir titreşim izolatörü tasarlamıştır. Sıcaklık kısıtlarından dolayı kauçuk malzeme, enerji kısıtlarından dolayı aktif izolatör kullanılamadığından, viskoelastik malzemeden oluşan pasif bir izolatör tasarımı yapmıştır. Yapılan tasarım sonlu eleman analizi ve deneysel sonuçlarla teyit etmiştir [2]. Lee ve Goverdovskiy'nin yaptığı çalışmada insanın maruz kaldığı alanlarda kullanılmak üzere bir yay ve süspansiyon modeli

ortaya konulmuştur. Modelde yayların katılık değeri işaret değiştirecek şekilde tasarlanmıştır. Sönümleme yaparken burkulma etkisini kullanarak sönümü gerçekleştirmektedir. Ortaya koydukları süspansiyon modeli, sönüm oranını düşürerek basma kuvveti ile çalışan sistemlerdeki yaylara göre alt frekans bandında daha iyi bir performans sergilemektedir. Çalışmalarını sonlu eleman analizi ve deneysel sonuçlarla doğrulanmışlardır [3].

Titreşim yalnızca geometrik olarak küçük olan sistemlerde değil inşaat yapılarında da kritik öneme sahiptir. Enerji nakil hatlarında oluşan hava olaylarının bu hatlar üzerinde yarattığı hasarların tespiti veya önlenmesi oldukça önemlidir. Zhao ve ekibi bu konuda yaptıkları çalışma ile kablosuz titreşim ölçebilmek için bir sistem tasarlamışlardır. Sistem, elektromanyetik indüksiyon prensibi ile güç sağlamakta ve özel tasarlanmış bir giriş üzerindeki yer-değiştirme sensöründen gelen genlik bilgisini ölçmektedir. Sistem seçilen bir enerji nakil hattı üzerinde ekip tarafından denenmiş ve tatmin edici sonuçlar alınmıştır [4]. Siami ve ekibi çalışmalarında ünlü bir Michelangelo heykelinin yerden gelen titreşimlerden izole edilmesi için bir izolatör modeli oluşturmuşlardır. Bu modelde daha önceki çalışmaları tarayarak atalet elemanı kullanılarak sönüm yapılan bir modeli esas almışlardır. Pasif izolatör sistemlerinde karşımıza çıkan bu atalet elemanı eklenmiş model ek bir kütle sayesinde enerjinin sönümlenmesine yardımcı olmaktadır. Siami ve ekibi kütle ile ayarlanabilen bir izolatör tasarımını 5 serbestlik dereceli şekilde, atalet elemanını eklenen modeli ise 7 serbestlik derecesinde matematiksel olarak modellemişlerdir. Bu iki modelin matematik modellerini karşılaştırmışlardır. Ayrıca sonuçları deneylerle doğrulamışlardır. Çalışmalarının sonunda atalet elemanı eklenen izolatör modelinin daha iyi bir sönümleme gerçekleştirdiği sonucuna ulaşmışlardır [5]. Kumar ve arkadaşları aktarım organlarının hasar görmesi konusunda titreşim kritik öneme sahip olduğundan sonlu eleman analizi yöntemini kullanarak bir modal analiz gerçekleştirmişlerdir. Bu analizin önemi olası hasar durumunda yağlama sisteminden bir kaçak yaşanması ve dişli kutusunun geri dönülemeyecek derecede hasar görmesini engellemektir. Ekip, çalışmada 20 adet modu hesaplayarak doğal frekans ve diğer harmoniklerini hesaplamışlardır. Karşılaşılan ilk doğal frekans 1002,5 Hz civarındadır. Modal analiz sayesinde dişli kutusundaki devir ve tork değerleri doğal frekans ve harmoniklerini hızlı bir biçimde geçecek şekilde tasarlanabilir [6].

Literatür çalışmalarında da görüldüğü üzere farklı alanlarda farklı kavramsal modeller denenerek titreşim konusunda çözüm aranılmıştır. Titreşim konusunda mekanik sistem ele

alındığında izolasyon veya sönümleme yöntemi ile zararlı etkiler devre dışı bırakılabilir. Sönümleme, sisteme gelen veya sistemin oluşturduğu titreşimden doğan enerjiyi farklı enerji formlarına dönüştürerek etkinin istenilen bölgeye zarar vermemesi olarak tanımlanabilir. İzolatörlerde ise titreşim kaynağının korunmak istenilen bölgeye iletimi yalıtılır. İzolatörler ise kendi içerisinde aktif ve pasif olmak üzere temel olarak ikiye ayrılır. Yapılan yeni çalışmalarda yarı aktif izolatörlerde tasarlanmıştır. Pasif izolatör, sistemden veya dışarıdan gelen bir etkiyle karakteristik özellikleri değişmeyen izolatörleri tanımlamaktadır. Aktif izolatörler ise; titreşim kaynağından gelen etkiye göre cevap verebilen ve karakteristiğini değiştirebilen izolatörlerdir. Pasif izolatörlere örnek olarak kütle-yay-sönümleyici sistemler, süspansiyonlar, halat kablolar veya yaprak yaylar gösterilebilir. Aktif izolatörlere ise elektromanyetik etki ile okunan ivmeye göre cevap üreten yeni nesil süspansiyonlar örnek gösterilebilir. Bu konuda farklı prensip ve yöntemlerle tasarımlar yapılmıştır. Narimani ve ekibinin yapmış olduğu çalışmada, zorlanmış tek serbestlik dereceli bir sistemi “Ortalama” metodunu kullanarak parçalı bir frekans cevabı elde etmişlerdir. Hesaplanan sonuçlar deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Tek serbestlik dereceli bir sistemde, birincil ve ikincil yay-damper ikilisi oluşturarak sonuçlar ilk önce analitik olarak incelenmiştir. Daha sonra nümerik hesaplamalar ve deneysel veriler karşılaştırılmıştır. Lineer ve lineer olmayan çözümler, farklı frekans ve sönüm oranları kullanılarak bu parametrelerin etkileri gözlenmiştir. Çalışma, “Ortalama” metodunun analitik, nümerik ve deneysel sonuçların birbiri ile uyumlu olduğunu ve karmaşık sistemlerde frekans cevabı incelenirken bu yöntemin kullanılabilirliğini göstermiştir [7].

Shaw ve çalışma grubunun yaptığı çalışmada ise “HSLDS” (High Static Low Dynamic Stiffness) yapıların titreşim izolatörlerindeki etkisi incelenmiştir. Bahsi geçen “HSLDS” yapı, kuvvet ve yer-değiştirme grafiğinin lineer olmadığı yaylar göz önüne alınarak oluşturulmuştur. Çalışmalarında kütle-yay-damper sistemi kullanarak eşdeğer katılığa sahip ve indirgenmiş katılığa sahip iki parametre oluşturulmuştur. Bu parametreler beşinci dereceden polinom model kurularak kuvvet, yer değiştirme ve frekans cevabı analizleri yapılmıştır. Yapılan analizlerin sonucunda “HSLDS” kavramı kullanılarak tasarlanan titreşim izolatörlerinin doğal frekansın düşürerek izolasyonu artırdığı ve aynı statik yükleri karşılayabildiği gözlemlenmiştir [8]. Titreşim izolatörü tasarımlarında temel amaç sistemi kaynaktan gelen etkiden korumaktır. İzolasyonun verimli olabilmesi için kütle-yay sisteminin doğal frekansının, zorlanma frekansından daha küçük olması gerekmektedir. Ancak bunu sağlarken azaltılan katılık değeri diğer yandan statik yer-değiştirmeyi olumsuz

etkiler. Lan'ın yaptığı çalışmalarda bu bilgilerden yola çıkarak pasif bir izolatör tasarımı ve deneyi gerçekleştirmiştir. Çalışmada helis yerine düzlemsel kesitli 3 adet yaydan oluşan bir izolatör tasarlanmıştır. Yaylardan ikisi oblik şekilde montajlanırken üçüncüsü dikey eksene paraleldir. Bu sayede hem pozitif hem de negatif katılık sergileyebilmektedir. Yapılan çalışmada; farklı açı, katılık ve yer-değiştirme parametrelerine göre statik ve dinamik çözümler yapılmıştır. Ayrıca deneysel sonuçlar ile karşılaştırmıştır. Geniş bir frekans aralığında daha iyi bir performans sergilediği sonucuna varılmıştır [9]. Bir diğer çalışmada Gatti çift serbestlik dereceli lineer olmayan bir sistemi incelemiştir. İncelemiş olduğu sistem tek serbestlik dereceli “QZS”(quasi-zero stiffness) bir sistem ve buna bağlı sabit akımlı lineer bir sarsıcıdan oluşmaktadır. Çalışmada sistemin frekans –genlik grafiklerini ve frekans cevaplarını analitik ve nümerik olarak incelemiştir [10]. “QZS” bir sistemin temel amacı statik durumda en az yer-değiştirme, dinamik durumda ise düşük katılık değerinin yakalanmasıdır. Pasif izolatör tasarımlarında, negatif katılık elemanları kullanılarak bu yapı oluşturulmaktadır. En sık kullanılan örnek, düşey doğrultuda bağlanan bir yüke aynı zamanda yatay doğrultuda oblik iki adet yay bağlamak ile sağlanır. Carella ve çalışma ekibi, “QZS” karakteristiğe sahip bir pasif izolatörde yatay doğrultuda yerleştirilen yayların yerleşimi hakkında bir optimizasyon gerçekleştirmişlerdir. Çalışma sırasında, hareket denklemlerinden yararlanarak matematik model oluşturulup farklı açılara sahip sistemler analiz edilmiştir. Aynı zamanda bu sistemlerin katılık oranlarına ve sönüme olan etkisi mercek altına alınmışlardır. Optimum sonuç olarak 48° ve 57° açılarının “QZS” sistem oluşturacak açılar olduğunu belirlemişlerdir [11]. Kütle-yay-damper sisteminde kütle, yay ve damperin farklı tasarımlarının etkileri Lakhani ve ekibinin araştırma konusu olmuştur. Çalışmada, farklı kütlelerde, farklı katılığa sahip yaylarda deney düzenekleri kurmuşlardır. Ayrıca sönüm için hava, su ve kuru sürtünmeden faydalanan sistemleri de denemişlerdir. Bu deney setleri ve analitik çözümleri karşılaştırmışlardır. Çalışmalarının sonucunda kütlenin artışının doğal frekansı düşürdüğü ve su ile oluşturulan direncin havadan daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir [12].

Wang ve ekibi de düşük frekans aralığında çalışan izolatörlerin yapısına etki eden parametreleri incelemişlerdir. Çalışmalarında “HSLDS” olarak bilinen statik durumdaki katılığı dinamik katılığına göre yüksek olan izolatör için tasarım parametrelerini mercek altına alınmıştır. Farklı katılık değerlerini boyutsuz bir biçimde statik ve dinamik durumda karşılaştırmışlardır. Hesaplamalar sırasında dinamik durum için ortalama metodu, analitik ve nümerik yöntemler kullanılmıştır. Tasarım sürecinde, türetilen boyutsuz parametrelerin

etkileri ortaya koyulmuştur [13]. Sun ve ekibi çalışmalarında, pasif izolatör tasarımında negatif katılık ve asimetrik yapının etkilerini araştırmışlardır. Temel olarak iki modeli karşılaştıran ekip, makas yapıya benzer (scissor-like-structure) bir tasarım ve statik olarak yüksek dinamik olarak düşük katılığa sahip iki sistemi karşılaştırmışlardır. İki yapıda da yerleştirilen izolatörler hareket düzlemin dik bir şekilde serbestliğe sahiptir. Sistemlerin; rot uzunluğu, montaj açısı, katılık oranı ve sönüm katsayılarını değiştirerek parametrik analizler yapılmıştır. Frekans cevabı ve titreşim iletkenlikleri karşılaştırılarak, geleneksel izolatörlere göre performanslarının daha iyi olduğu ekip tarafından gözlemlenmiştir [14]. Titreşim izolatörlerinde sönümleyici etki için kauçuk kullanımı oldukça yaygındır. Bu konuda yapılan Salim ve ekibinin yaptığı çalışma titreşim izolatörlerinde kauçuk kütlelerinin performans ve iletkenliğe olan etkisini göstermektedir. Ekip bu çalışmada tek serbestlik dereceli bir sistem kurgulayarak iletkenlik ve doğal frekansları incelemiştir. Daha sonra kauçuk kütlelerini bölerek seri bağlı bir biçimde üst serbestlik derecelerine göre matematik model oluşturulmuştur. Çalışmalarında kütlelerin bölünmesinin yüksek frekanslarda da bir doğal frekans ortaya çıkarttığı görülmüştür. Bu durumun iletkenliğe olan etkisi ortaya konulmuştur [15].

Valeev ve Kharisov yaptıkları çalışmada farklı içerikte kauçuk tabanlı malzemelerden tasarlanan titreşim izolatörlerini karşılaştırmışlardır. Bu izolatörler için çalışma aralığını ise düşük frekans olarak belirleyip yüksek yük altında denemeleri yapmışlardır. Düşük frekans aralığında çalışan bir izolatörün etkin çalışabilmesi için katılık değerinin düşük olması gerektiğinden Young modülü düşük malzemeler arasından seçim yapmışlardır. Ayrıca çalışma seçilen kauçuk malzeme için yaklaşık 47000 saatlik bir ömür hesaplaması yapılmıştır [16]. Wu ve ekibi yapmış oldukları çalışmada havacılık ve uzay çalışmalarında uzun yıllardır kullanılan Stewart platformunu incelemişlerdir. Çalışmada, platform lineer yaylarla bağlamak yerine bacaklar “X-shape” adını verilen makas benzeri bir yapı ile bağlamışlardır. Bu sayede katılık değeri olarak daha değişken bir yapı sağlayarak; negatif, sifıra yakın ve pozitif katılıklar elde edilmiş ve düşük frekanslarda etkili olacak bir izolatör tasarımı geliştirilmiştir. Bunu yaparken kütleleri artırmadıkları için yük kapasitesini de aşağı çekmemişlerdir. Yaptıkları çalışma sayesinde daha geniş frekans aralıklarında çalışan ve sönüm performansı daha iyi olan bir tasarım ortaya koymuşlardır. Wu’nun ekibi, tasarımı statik ve dinamik durumları matematik model, simülasyon ve deneyler ile doğrulamışlardır [17]. Bir başka çalışmada ise Zhu ve çalışma arkadaşları, yüzük şeklinde kalıcı mıknatıslar kullanarak pasif yapıda bir izolatör tasarımı ortaya koymuşlardır. Eksenel manyetik

kuvvetten faydalanarak lineer olmayan bir katılık elde edilmiş ve bu sayede daha dar bir hacimde yeterli düşük performans yakalamışlardır. Ekip, tasarım sürecinde mknatis boyutları, montaj boşlukları ve mknatis yoğunluklarına göre farklı parametreler karşılaştırmıştır. Çalışmalarının sonunda parametreler, sonlu eleman analizi ve deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır [18].

Tang ve Brennan çalışmalarında pasif bir titreşim izolatörü üzerinde analizler yapmışlardır. İki farklı tasarımda tek serbestlik dereceli bir kütle-yay-damper sistemi karşılaştırılmıştır. İki modelde de viskoz sönümleyici karakteristik olarak lineerdir. Ancak modellerden birinde yaya paralel ve lineer etki gösterirken diğesinde ise dik yerleştirilerek lineer olmayan bir etki göstermesini sağlamışlardır. Matematik modeller nümerik olarak hesaplanarak düşük ve yüksek salınımda frekans tepkileri ve iletkenlikleri karşılaştırılmıştır. Yaptıkları çalışma sonucunda ise lineer olarak davranış gösteren tasarımın iletkenlik açısından daha verimli olduğu ortaya konulmuştur [19]. Titreşim izolatörleri tasarımı üzerine yapılan bir diğerk çalışma Zhou ve Liu'ya aittir. Çalışmalarında, akort edilebilir bir izolatör tasarlayarak analitik ve deneysel yöntemlerle karşılaştırmışlardır. Temelde, statik olarak yüksek katılığa, dinamik olarak düşük katılığa sahiptir. Bunun sebebi sönümleme için yüksek yer-değiştirme oluşturması ancak statik yükler altında iyi dayanım göstermesidir. Yarı aktif tasarlanan sistem; mekanik yaylar, kalıcı mknatislar ve akım ile manyetik akı oluşturan elektro-mknatislardan oluşmaktadır. Tepki kuvvetleri değiştirilebildiği için yay istenilen frekans aralığına ve katılığa ayarlanarak kullanılabilir. Çalışmalarını sonunda ise analitik sonuçlar deney verileri ile doğrulamışlardır [20].

Burkulma etkisi kullanılarak tasarlanan bir başka modelde ise yaprak yaylar kullanılmıştır. Rodriguez ve ekibinin çalışmasında, zıt olarak yerleştirilmiş yaprak yaylar düşeyde hareket eden silindirler tarafından deforme edildikçe değişken bir katılığa sahip oldukları için farklı tepki göstermektedir. Bu sayede yüksek hassasiyet gerektiren işlerden kullanılan robot teknolojilerinde ihtiyaç duyulan izolasyonu sağlaması için önerilmiştir. Matematik model oluşturularak farklı burkulma oranlarında tepki kuvveti ve potansiyel enerji grafikleri oluşturulmuştur. Bunun yanı sıra prototip üretilerek matematik model ile karşılaştırma da yapmışlardır [21].

Banerjee, çalışmasında dinamik katılık metodunu kullanarak kirişin doğal frekansını ve mod şekillerini hesaplamıştır. Bunu yaparken kirişin sonuna kütle yay ekleyerek denge

denklemleri ile matrisleri oluşturmıştır. Daha sonra özdeğerleri çözerek Wittrick-Williams algoritmasını uygulamıştır. Oluşturduğu matematik modeli nümerik yöntemlerle çözerek doğal frekansları ve mod şekillerini elde etmiş, ilk 5 adet modun grafiklerini oluşturmıştır [22]. Karayolu taşıtlarında hem yol tutuş hem de yolcu konforu açısından titreşim izolasyonu kritik önem taşımaktadır. Sun ve ekibi demiryolu taşıtları için bir titreşim izolatörü modeli ortaya koymuşlardır. Kara araçları için birincil ve ikincil olmak üzere iki adet izolatör bulunmaktadır. Birincil olan yol ile şase arasında ikincil ise şase ve kabin arasındaki titreşimlerden korunmak içindir. Ekip, yaptığı çalışmada birincil süspansiyon sistemi için bir tasarım incelemesi ortaya koymuştur. Bu tasarımda 3 farklı model birbiriyle kuvvet ve yer-değiştirme iletkenlikleri açısından karşılaştırılmıştır. Aralarında en iyi performansı pivot noktaya sahip bir tarafta yay diğer tarafta kauçuk damper olandır. Ayrıca çalışmada matematiksel hesaplamalar, deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır [23]. Titreşim sistemlerini incelerken, güç dağılımı spektrumu yöntemi (Power Spectrum Density) ve cevabın iletkenliği (Response of Transmissibility) yöntemleri oldukça sık kullanılmaktadır. Li ve çalışma arkadaşları, sistemlerin titreşime olan tepkilerini incelerken kullanılan “PSDT” ve “OMA”(Operational Modal Analysis) yaklaşımlarını incelemişlerdir. Çalışmada tek serbestlik dereceli bir modelin transfer fonksiyonundan yola çıkarak çoklu serbestliğe ait sistemlere ve frekans kümesinde sistem cevabı matrislerine geçmişlerdir. Sistemi “PSD” yaklaşımını kullanarak dinamik özellikleri ayırık girdili, gürültülü girdili tek referanslı ve çoklu referanslı gibi farklı kombinasyonlarda analiz etmişlerdir. Ortaya çıkan analizleri nümerik yöntem ve deneylerle karşılaştırmışlardır [24].

Sistemlerin çözümünde kullanılan metotlardan bir diğeri ise parçalı lineerleştirme metodudur. Ramos bu konuda yapmış olduğu çalışmada tek serbestlik derecesine ait bir problemi parçalı lineerleştirme metodu kullanarak çözmüştür. 9 adet farklı örnek problem için hız, yer-değiştirme ve enerji sonuçlarını değerlendirmiştir [25]. Titreşim izolasyonu konusunda yapılan hesaplamalarda genellikle kütle yay sistemine benzetim yapılarak serbestlik derecesi belirlenerek zorlanma tipine göre dinamik analizler yapılmaktadır. Bu analizler birçok alandaki tasarımlara çıktı sağlamaktadır. Bu konuda yapılan çalışmalardan birisi de Baltzopoulos ve ekibinin yapmış olduğu araştırmadır. Yapılan bu çalışmada deprem mühendisliği alanında çalışma yapanlar için tek serbestlik dereceli bir sisteme, MATLAB tabanlı grafik arayüzü DYANAS kullanılarak dinamik analiz yapılmıştır. Bu yöntem sayesinde kaydedilmiş olan depremlerin ivme-zaman verileri tek serbestlik dereceli bir

sisteme uygulanarak etkisi incelenmiştir. Bu sayede sismik yoğunluk ve yapısal gereksinimleri arasındaki ilişki ekip tarafından gözden geçirilmiştir [26].

Javidialesaadi ve Wierschem yaptıkları çalışmada mekanik enerji depolayan atalet kütlelerinin çalışma prensibini temel alan bir pasif titreşim izolatörü tasarlamışlardır. Atalet kütleleri mekanik sistemlerde sık sık durup tekrar çalışan sistemlerde enerji kaybını azaltmak için kullanılmaktadır. Tek serbestlik dereceli bir sisteme tek yönde dönel kuvvetler ile hareket eden ve bu kuvveti trapez bir vida ile sisteme lineer şekilde aktaran bir model kullanmışlardır. Çalışma esnasında kontrolsüz, tek atalet kütleli ve çift atalet kütleli üç adet sistem; yer-değiştirme, enerji, doğal frekans ve doğal frekanstaki tepkileri açısından birbiri ile karşılaştırılmıştır. Çift atalet kütleli sistem daha iyi performans göstermiştir [27]. Bansevicius ve ekibi robotik bir sistemde çoklu serbestlik derecesini tek zorlama kuvveti ile sağlamak için çalışma yapmışlardır. Örneğin serbestlik derecesi için yaygın yöntem bir aktüatör daha eklemektir. Ancak robotik uygulamalarda bu ağırlığı, dolayısıyla enerji ihtiyacını artırmaktadır. Çalışmada piezoelektrik transdüserler ile döner bir eklem kontrol edilerek tek serbestlik derecesi artırılmıştır. Ortaya koyulan tasarım elektronik ve titreşim parametreleri açısından incelenmiştir [28]. İzolatör tasarımları; pasif, yarı-aktif, aktif ve adaptif olarak 4 dört gruba ayrılmaktadır. Sönüm etkisini veya kontrolü sağlamak için mekanik, elektronik ve akışkan yöntemler kullanılabilir. Heiland çalışmasında düşük frekanslarda kullanılabilecek elektro-akışkan bir izolatör tasarımı ortaya koymuştur. Akışkanın sıkıştırılabilmesinden faydalanan model pasif olarak tanımlanmış ardından iki farklı orifis eklenerek yarı aktif bir sisteme çevrilmiştir. Sistemin sönümü ivme sensörleri ile ölçülerek orifislerden geçen akışkan miktarı kontrol edilerek geliştirilen sistem ise aktif bir izolatöre dönüştürülmüştür. Ekip tarafından, bu kontrol ortam şartları için optimum tepkiyi hesaplayarak geri gönderecek şekilde geliştirildiğinde ise adaptif bir izolatör çalışması ortaya koyulmuştur [29].

Platus yaptığı araştırmada negatif katılık kavramını kullanarak bir izolatör modeli ortaya koymuştur. Bu sayede rezonans durumundaki sistemin iletkenliğini 1.4 oranından aşağı çekebilmiştir. Pasif bir izolatör ile bu çalışmayı gerçekleştiren Platus 6 serbestlik derecesine ait bir sistem üzerinde çalışmıştır [30]. Cellucci titreşim izolasyonu konusunda optik sistemler için pasif ve mekanik-akışkan bir sistem çalışması gerçekleştirmiştir. Bu sistem kütlenin, yaylar ve viskoz yağ izolasyon edilmesini öngörmektedir. Yağın veya miktarının değiştirilebilmesi ise sistemin ayarlanabilir bir izolatör olmasını sağlamaktadır. Cellucci,

çalışmasında geleneksel olan izolatörlerle yapmış olduğu karşılaştırmada; daha düşük bir doğal frekans, daha düşük rezonans genliği ve daha kısa dengeye ulaşma süresi elde etmiştir [31].

Titreşimin yanı sıra şok etkisi de mekanik sistemleri olumsuz etkileyen durumlardandır. Askeri ve sivil hareketli platformlarda kullanıcı konforuna, sistemin yapısal dayanımına ve performans sırasındaki doğruluk payına direkt olarak etki etmektedir. Bu konuda Yang ve ekibi yaptığı çalışma da şok izolasyonu üzerine “akıllı” bir model ortaya koymuşlardır. Pasif sistemler yapısı gereği tasarlandıkları şartlar dışındaki şartlara uyum sağlamakta zorluk çekmektedir. Bu durumlarda kullanılan aktif sistemler ise hem oldukça maliyetli ve güç tüketimi ortaya çıkartmaktadır. Yang ve ekibinin çalışmasında ise orifis izolatörler gibi yarı aktif bir sistem mevcuttur. Sistemlerinde manyetoreolojik sıvı kullanarak küçük bir enerji kullanarak sönümleyici sistemin karakteristiğini değiştirmeyi başarmışlardır. Ortaya konulan “akıllı” sönümleyici sistemin matematik modeli oluşturulmuş ardından lineer bir izolatör sisteminin matematik modeli ile karşılaştırılmıştır. Sistem gereksinimlerine uyumlu olduğu durumlar için kullanılabilir bir performans ortaya koyduğu sonucuna ulaşılmıştır [32]. Düşük frekanslarda yapılmak istenilen sönüm için Asai ve ekibi değişken kütlelere uyarlanabilen bir titreşim izolatörü mekanizması geliştirmişlerdir. Mekanizma sabit katılığa sahip yaylardan ve “X” şeklinde bir mekanizmadan oluşmaktadır. Yaylar sayesinde tabla üzerinde yatayda ve dikeyde geri çağırıcı kuvvetler oluşturulmaktadır. Yatay yükseltici tablaya ek olarak elipsografi prensibi kullanılarak, elips şeklindeki bir profil yerleştirilip sayesinde yayların gerginliği ayarlanarak farklı geri çağırıcı kuvvetler elde etmişlerdir. Bu mekanizma sayesinde hem daha uzun bir strok elde etmiş hem de tasarlanan tablanın katlanabilir yüksekliğini arttırmışlardır. Mekanizmanın matematik modeli oluşturularak nümerik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Bunun yanı sıra sarsıcı bir tabla üzerinde ivme ve yer-değiştirme cevap değerlerini ölçerek nümerik sonuçlarla karşılaştırmışlardır. 3 Hz ve 5 Hz sinüs sinyalleri için tatmin edici sonuçlar elde etmişlerdir [33].

Mekanik titreşime maruz kalan sistemlerde, zorlanmanın sisteme olan etkisi kuvvet, ivme veya yer-değiştirme açısından iletkenlik ile değerlendirilir. Bu yöntem uygulanırken sistemin cevabının, girdiye olan oranı kullanılır. Lage ve ekibi bu konuda yaptıkları çalışmada kuvvet ve yer-değiştirme iletkenlikleri arasındaki bağlantıyı araştırmışlardır. Tek serbestlik dereceli sistemden yola çıkarak çoklu serbestlik derecesine sahip sistemlerdeki iletkenliklerin birbiriyle olan ilişkisini incelemişlerdir. Matematik model oluşturularak önce

sonlu eleman analizi yöntemi ardından deneysel verilerle karşılaştırma yapmışlardır [34]. Mekanik sistem üzerindeki etkileri en aza indirmek için düşük hatta sıfıra yakın katılıkta izolatör sistemleri kullanılabilir. Margielewicz ve ekibi bu konuda 3 adet lineer yaydan oluşan bir sistemi farklı matematik yöntemler kullanarak analiz etmiştir. Dış ortamdan gelen titreşim girdisini kaotik olarak tanımlamış ve lineer olmayan bir matematik model oluşturmuşlardır. Fourier spektrumu, Lyapunov katsayısı ve Poincare haritası metotlarını kullanarak frekans ve zaman kümesinde izolatörün sönüm performansını ve bağlı olduğu parametreleri incelemişlerdir. Poincare düzleminde enerji sönümü için verimli olan durumları ortaya koymuşlardır [34]. Atalet etkisinden yararlanarak oluşturulan izolatör modellerinden bir diğeri ise Yılmaz ve Kikuchi'nin alçak geçirgen filtre yapısından model alınarak ortaya koyulmuştur. Elektronik devreler için kullanılan alçak geçirgen filtre yapısının matematik modeli mekanik bir model için uygulanış ve n-serbestlik derecesine uyarlanmıştır. Atalet kütlesi ve lineer bir ya, izole edilmek istenilen kütleyle bağlanarak sönümleme etkisi oluşturulmuştur. N-serbestlik derecesi için oluşturulan model örnek olarak iki serbestlik derecesi için çözüldüğünde düşük bir iletkenlik değeri vererek daha iyi performans göstermiştir [35].

Araçlarda kullanılan aktarım organları arasında önemli bir yeri olan vites dişli kutusu da titreşimden oldukça etkilenen bir parçadır. Sonlu eleman analizi yaklaşımını titreşim analizinde kullanan bir başka araştırmacı ekibi olan Sahu ve ekibi 6 eksenli bir endüstriyel robot modelini incelemişlerdir. Örnek olarak kullanılan 6 eksenli bir endüstriyel robotun modal analizini gerçekleştirmişlerdir. Analiz sonucunda doğal frekansın aşağı çekilmesine etkileyen parçaları tespit ederek farklı parametrelerle incelemeler yapmışlardır. Yapılan modal analizde çatlak olan ve olmayan iki numune için karşılaştırma yapılmıştır [36].

Elektronik alanında da titreşim izolasyonu kritik önem taşımaktadır. Elektronik kontrol kartları birçok hareketli hava, deniz ve kara platformunda kullanılmaktadır. Bu kartların uzun ömürlü olması için titreşimden kaynaklı yorulmanın asgari düzeye indirgenmesi gerekir. Çelik ve Genç yaptığı çalışma da gelişi-güzel titreşimlerin elektronik kartların yorulma dayanımına olan etkisini araştırmışlardır. Epoksi FR-4 malzemesinden bir kart üzerinde deney yaparak ve kartların üzerindeki tel, lehim noktası ve yerleşim gibi parametreleri değiştirerek nümerik yöntemlerle bu etkileri incelemişlerdir. Ayrıca elde ettikleri sonuçları deneysel sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Sonuçlar içerisinde tel çapının ve kapasitör yerleşiminin oldukça etkili olduğu sonucuna varılmıştır [37]. Bu konudaki

Çalışmalarda aktif ve pasif sistemlerde ayırt edilmeksizin helis basma-çekme yayları kullanılmıştır. Yay, eski dönemlerden beri birçok mekanik sistem içerisinde kullanılmıştır. Çalışmalarda görüldüğü üzere yay, sistem karakteristiğine direkt olarak etki göstermektedir. Yayların geometrik boyutlandırılması mekanik tasarımların veya izolatör tasarımları sürecinde önem taşımaktadır. Özellikle elektronik sistemler ile birlikte çalışacak olan izolatörler için boyutların değışime duyarlılığı daha yüksektir. Elektronik kartların mekanik dayanımlarının ve esnekliklerinin yer yer yetersiz olması herhangi hasarda bağılı oldukları tüm sistemin devreden çıkması gibi ihtimalleri de barındırmaktadır. Ayrıca elektronik kart üzerindeki lehim tipi bağlantı tipleri de görece dayanım kabiliyetleri düşüktür. Bu sebeple titreşim kaynağında oluşan kuvvetlerin elektronik sistemden yalıtılması gerekmektedir. Bu çalışmada yayların karakteristik özellikleri, değışkenlerin buna etkisi incelenmiştir. Farklı kesit tiplerine sahip olan farklı geometrik boyuttaki yaylar katılık açısından karşılaştırılmıştır. Ardından farklı kesitlere sahip yaylarla izolatör modeli oluşturulmuştur. Bu izolatörlerin karakteristikleri incelenmiştir. Daha sonra izolatör tasarımı için statik olarak yüksek dinamik olarak düşük katılığa sahip olacak şekilde tasarım yapılarak iletkenlik, statik dayanım ve gelişigüzel titreşim performansları incelenmiştir.

2. MEKANİK TİTREŞİMLER

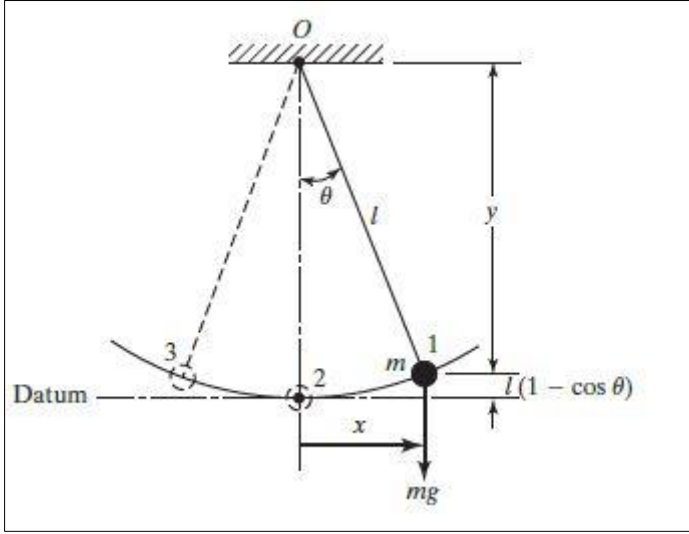
2.1. Mekanik Kuvvetler

Mekanik sistemlerde kuvvetler genel olarak dinamik ve statik olarak ikiye ayrılır. Statik kuvvetler, sistem üzerine etkiyen zorlanma kuvvetinin zamanla değişmeyen ve sabit olan kuvvetlerdir. Statik kuvvet hesaplamalarında ivme olmadığından atalet kuvvetleri hesaba katılmaz. Statik kuvvet hesaplamalarına zamandan bağımsız köprü dayanım hesaplamaları veya farklı yapısal hesaplamalar örnek verilebilir.

Dinamik kuvvetlerde durum farklıdır. Dinamik kuvvetler cisme değişken hızlarda veya değişken ivmelerde etki ederler. Dinamik kuvvetler analiz edilirken ivmenin değişkenlik (sabit, değişken, tam değişken veya rastsal) karakteristiği, ivmenin yönleri veya mekanik sistemin maruz kaldığı süreye (titreşim veya şok) göre farklı değerlendirilirler.

2.2. Titreşimlerin Sınıflandırılması

Titreşim hareketi en genel tanımı ile bir cismin denge noktası etrafında geri çağırıcı kuvvetin etkisinde yapmış olduğu salınım hareketidir. Basit bir sarkacı ele alırsak kütle denge noktası etrafında salınım yaparken, kinetik enerjisi ve potansiyel enerjisi arasında sürekli bir değişim olur. Denge noktasında iken hızı maksimum, teğetsel ivmesi sıfırdır dolayısıyla kinetik enerjisi de maksimum noktadadır. Ancak denge noktasından uzaklaştıkça bu kinetik enerji depolanan elemanlar ile potansiyel enerjiye dönüşür. Ulaşabileceği en uzak noktada ise hızı sıfır ivmesi ise maksimum seviyededir. Eğer sistemde herhangi sürtünme kuvveti veya sönüm elemanı yoksa sistem sonsuza dek bu çevrimi tamamlar. Basit sarkaç modeli aşağıdaki Şekil 2.1'de görülmektedir [39].



Şekil 2.1. Basit sarkaç

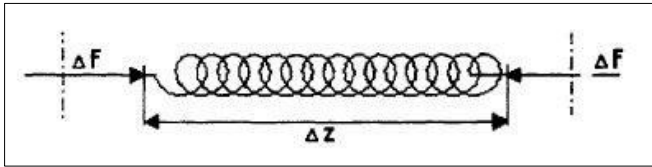
Basit sarkaç düşünüldüğünde sistemde herhangi bir sönümleyici bulunmamaktadır. Ayrıca kütle yalnızca dönme serbestliğine sahip olduğundan tek serbestlik dereceli olarak nitelendirilir. Titreşim sistemlerinde serbestlik derecesi çözüm yaklaşımını değiştirdiğinden önem taşır.

Titreşim hareketi kendi içerisinde geri çağırıcı kuvvetin karakteristiğine göre 3'e ayrılır. Bunlar serbest titreşim, zorlanmış titreşim ve sönümlü titreşimdir. Serbest titreşimde ilk hareket başladıktan sonra sisteme herhangi bir dış kuvvet etki etmez. Eğer sisteme titreşim esnasında dışardan bir kuvvet zorlanma oluştursa buna zorlanmış titreşim adı verilir. Bu zorlama sistemin doğal frekansında ise rezonansa girer ve sistem sönümlenmediği sürece genlik artacaktır. Sistem içerisinde sönüm elemanı var ise sönümlü titreşim olarak değerlendirilir. Bunun yanı sıra sisteme gelen zorlanma veya hareketin büyüklüğü belirli bir zamanda hesaplanabilir bir özellikte ise periyodik, aksi durumlarda ise geliş-güzel titreşim olarak adlandırılır [39].

Yalnızca kuvvet değil eleman tiplerine göre de titreşim tipi sınıflandırılabilir. Sistem içerisindeki elemanların tamamı lineer karakteristik gösteriyorsa lineer titreşim, eğer elemanlar arasında lineer olmayan elemanlar var ise lineer olmayan titreşim sınıfında değerlendirilir.

2.3. Kütle-Yay Sistemi

Titreşim sisteminin modellenmesinde en çok kullanılan yaklaşım kütle-yay sistemidir. Eğer sistem sönüm elemanı içermiyorsa kütle ve yay özellikleri tanımlanarak serbest cisim diyagramı ile kuvvetler belirtilerek matematik model oluşturulur. Elemanlar ayrı ayrı incelendiğinde yay elemanı sistem içerisindeki katılık değerini ifade etmektedir. Eğer kullanılan yay lineer özellikte ise yer-değiştirme ile kuvvet sabit oranda artar veya azalır. Şekil 2.2'deki [40] yay modeli ele alalım. Hook kanunu ile hesaplanan en temel lineer yay modeli (2.1)'de gösterilmiştir.



Şekil 2.2. Lineer yay modeli

$$k = \frac{\Delta F}{\Delta z} \quad (2.1)$$

Sistemde birden fazla çeşit veya sayıda yay var ise eşdeğer katılık hesaplanır. Seri bağlanma durumunda (2.2)'deki formül, paralel bağlı durumlarda (2.3)'deki formül ile eşdeğer katılık değerine ulaşılabilir.

$$k_{eş} = k_1 + k_2 \quad (2.2)$$

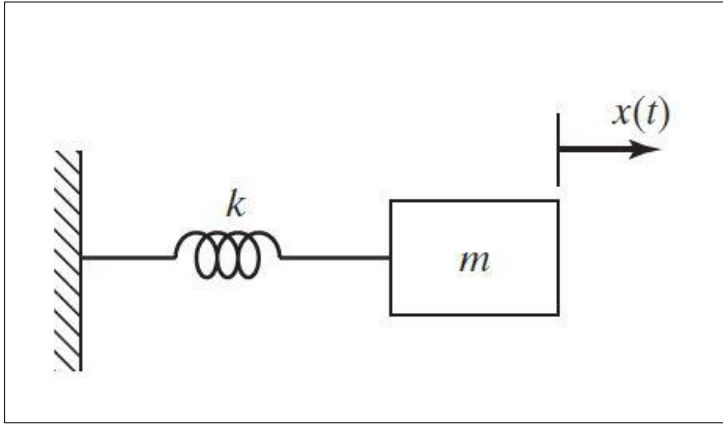
$$\frac{1}{k_{eş}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \quad (2.3)$$

Baştan tasarlanacak bir sistemde kullanılacak olan eksenel yüke maruz kalacak basma yayı özellikleri belirlenecek ise geometrik boyutlandırma ve malzeme seçimi (2.4)'e bağlı olarak gerçekleştirilebilir.

$$k = \frac{Gd^4}{8nD^3} \quad (2.4)$$

Hareket olarak burulma veya eğilme gibi streslere maruz kalacak olan sistemler için farklı katılık hesaplama formülasyonları kullanılır.

Tek serbestlik dereceli bir temel kütle-yay sisteminin zorlanmış titreşime maruz kalan matematik modeli aşağıdaki Şekil 2.3'te gösterilmektedir.



Şekil 2.3. Kütle-yay modeli

Pozitif yönde zorlanma kuvveti uygulanan tek serbestlik dereceli sönümsüz kütle yay sistemi hareket denklemi aşağıdaki (2.5)'te görüldüğü gibi olur.

$$m\ddot{x} + kx = \ddot{F}_0 \cos(\omega t) \quad (2.5)$$

$$x_h(t) = C_1 \cos(\omega_n t) + C_2 \sin(\omega_n t) \quad (2.6)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.7)$$

$$x_p = X \cos(\omega t) \quad (2.8)$$

Hareket denkleminin homojen denklemi (2.6)'da gösterilmiştir. Ayrıca doğal frekans değeri ise (2.7)'deki gibidir. Kısmi çözüm ise (2.8)'de gösterilmiştir. Denklemlerin çözümünde başlangıç değeri olarak $x(t=0) = x_0$ kabul edilirse çözüm (2.9)'daki gibidir.

$$x(t) = \left(x_0 - \frac{F_0}{k - m\omega^2}\right) \cos(\omega_n t) + \left(\frac{\dot{x}_0}{\omega_n}\right) \sin(\omega_n t) + \left(x_0 - \frac{F_0}{k - m\omega^2}\right) \cos(\omega t) \quad (2.9)$$

3. METOD VE ANALİZ

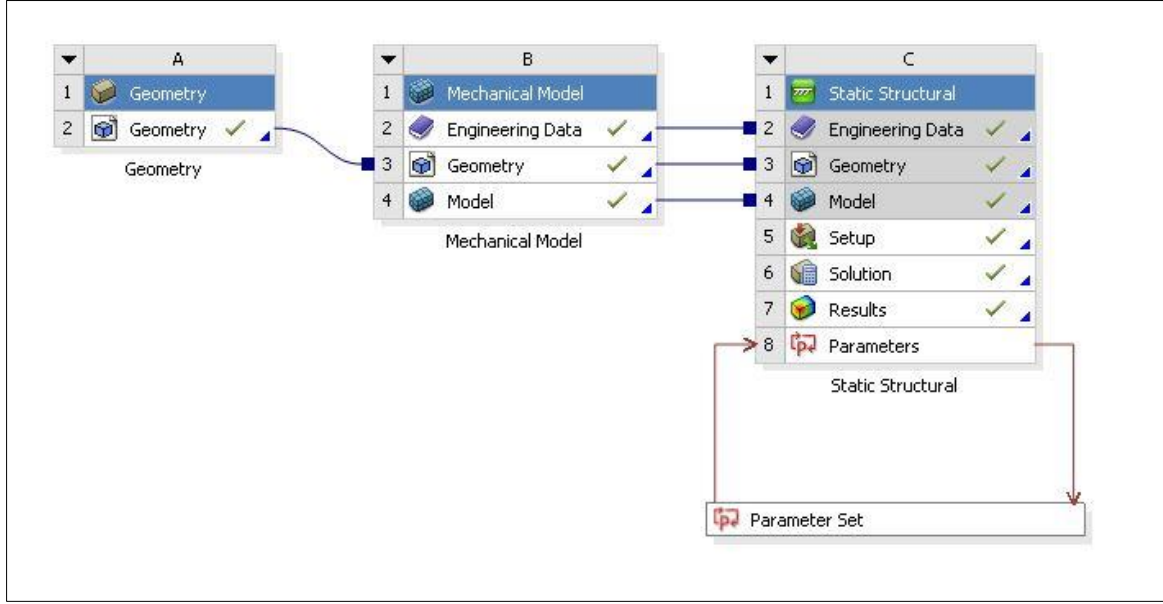
3.1. Sonlu Eleman Analizi Model Doğrulaması

Başlangıç olarak izolatör tasarımının önemli bir parçası olan yay katılığı analiz edilmiştir. Analiz yöntemini doğrulamak adına ticari olarak kullanılan “Lee Spring” markasının basma yayı olan “MS24585127” numaralı modeli kullanılmıştır. Aşağıdaki Şekil 3.1’de katalog özelliklerine bakıldığında serbest uzunluğu 38,1 mm ve katılığının 3,24 N/mm olduğu görülmektedir [41]. Kullanılan yayın malzemesi yay çeliği olarak adlandırılan ASTM A228 standart numaralı çelik alaşımıdır.

Part Number: MS24585-1527	
Series:	MIL SPEC Compression (MS24585)
Outside Diameter (mm):	21.59
Hole Diameter (mm):	
Rod Diameter (mm):	
Free Length (mm):	38.1
Rate (N/mm):	3.24
Solid Height (mm):	9.19
Wire Diameter (mm):	1.7
Material:	Music Wire
Load at Solid Height(N):	93.76
Ends:	Squared and Ground
Direction of Wind:	Factory Option
Active Coils:	3.4
Total Coils:	5.4

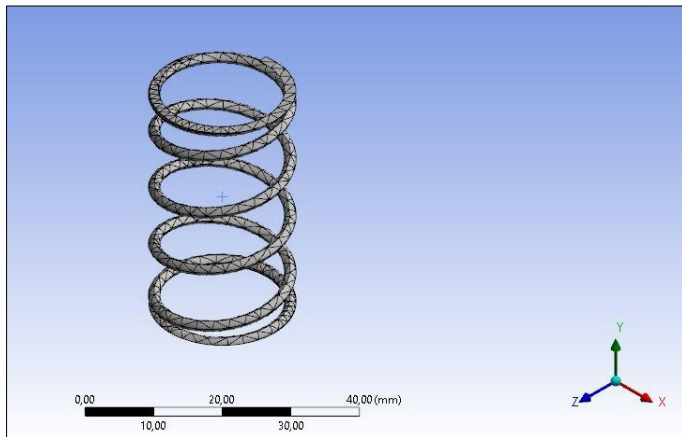
Şekil 3.1. Leespring MS24585-1527 katalog bilgisi

Ticari kullanımdaki yay mekanik montajlarda sıcaklık, nem ve tuz gibi ortamlara dayanıklı olarak maksimum 93,76 N mertebesindeki kuvvete dayanıklıdır. Yayın 3 boyutlu “CAD” modeli kullanılarak sonlu eleman analiz programı olan ANSYS ile katılık hesaplaması gerçekleştirilmiştir. Analiz adımlarının ilki geometrik modelin programa tanıtılmasıdır. Ardından analiz ağacı oluşturularak model içerisinde kısıtlar tanımlanır. Aşağıdaki Şekil 3.2’de kullanılan analiz ağacı görülmektedir. Analiz ağacında olası geometri değişiklikleri için geometrik kısmı ayrı tanımlanmış ardından malzeme, geometrik ve kısıtların belirleneceği model kısmı atanmıştır. Ardından katılık hesaplaması için statik hesaplama modülü hazırlanan mekanik modele bağlanmıştır. Farklı kuvvet mertebelerinin denemesine imkan sağlamak için parametre kısmı kullanılmaktadır.



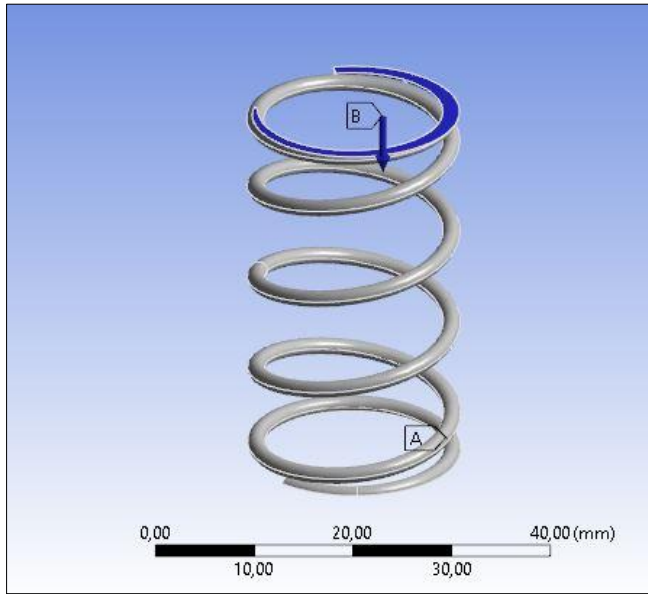
Şekil 3.2. Katılık hesaplaması için analiz ağacı

Mekanik model hazırlanırken malzeme özelliği olarak ASTM A228 yay çeliği özellikleri kullanılmıştır [42]. Belirtilen yay çeliği; 210 GPa elastik modüle ve 0.313 Poisson oranına sahiptir. Malzeme özellikleri katılığı belirleyen en önemli etkenlerdendir. Yay geometrisi ve malzeme özellikleri belirlendikten sonra mekanik model üzerinde yay için serbestlik dereceleri ve diğer kısıtlar belirlenir. İlk olarak yayın kesilmiş olan yüzeyinden yalnızca Y ekseninde çizgisel hareket yapacak şekilde kısıt verilmiştir. Bunun sebebi yayın kesik yüzeyine gelen kuvvetin geometrik düzensizliğinden dolayı moment oluşturarak toplam yer-değiştirmeye etki etmesini engellemektir. Ardından sonlu eleman hesaplaması yapılabilmesi için ağ yapısı oluşturulur. Modelin ağ yapısı Şekil 3.3’de görülmektedir.



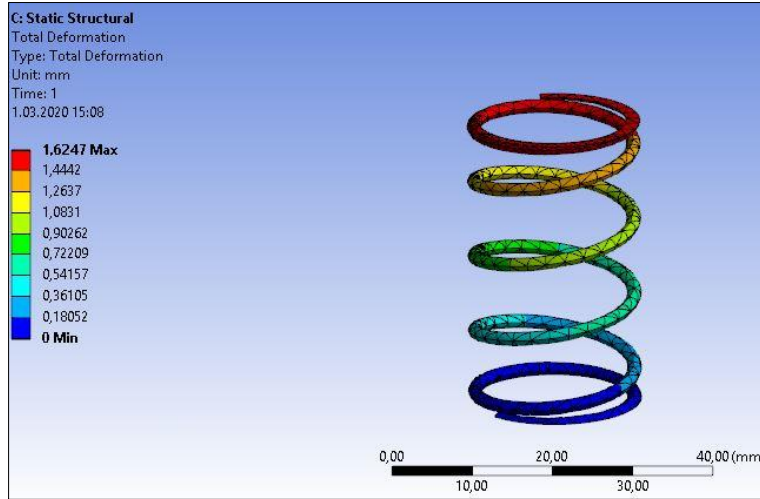
Şekil 3.3. Örnek yayın ağ yapısı

Bu kısımda geometrik ticari modelin kendisi olduğundan herhangi bir geometrik temizlik yapılmamıştır. Daha sonra verilen serbestlik derecesi üzerinden kuvvet parametrik olarak tanımlanır. Parametrik tanımlanmasının sebebi farklı kuvvetlerde yayın lineerliğini kaybedip kaybetmediğini kontrol etmektir. Yayın öteki yüzeyine sabitlenmiş destek verilerek tüm yönlerde kısıtlanmıştır. Daha sonra yayın azami yük miktarının 20 adımda aralıklarla yüklenmesi için değişkenler tanımlanmıştır. Şekil 3.4’de yükleme görülmektedir. A noktası yayın sabitlendiği alandır. B noktası ise kuvvetin uygulandığı yüzeydir.



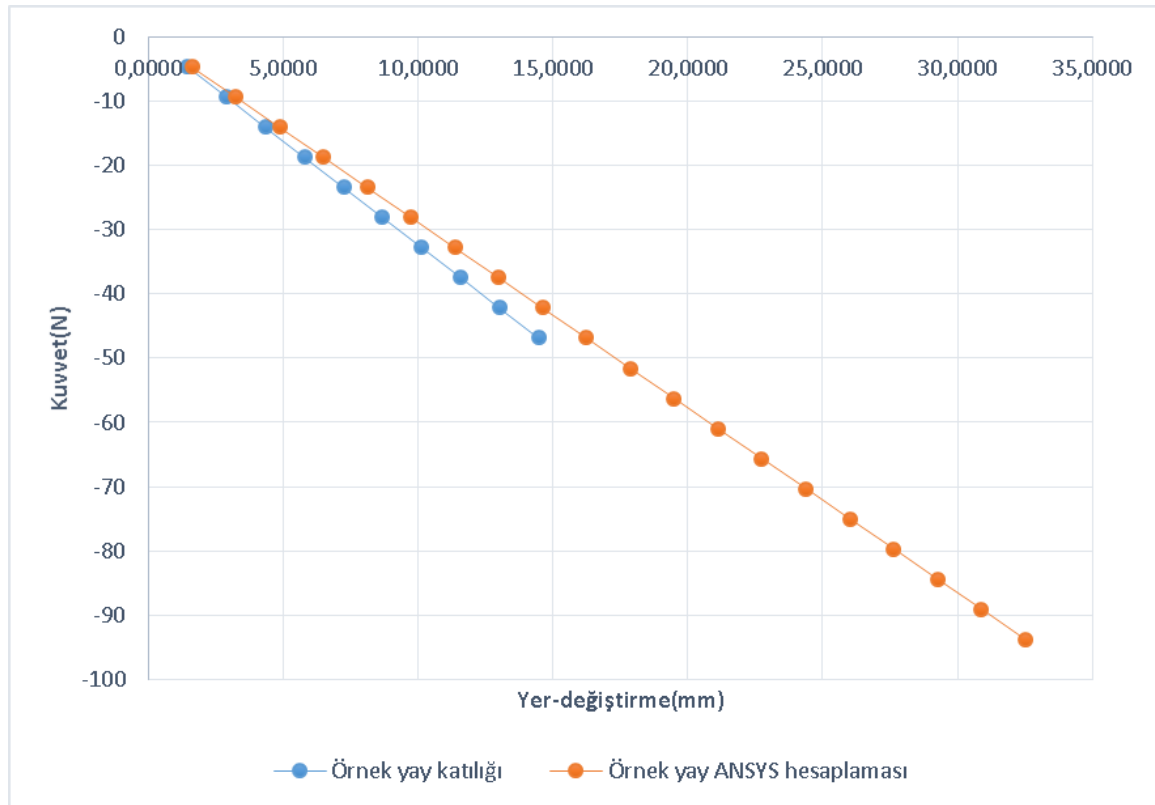
Şekil 3.4. Örnek yayda mekanik kısıt ve yükler

Kuvvetin uygulandığında Şekil 3.5’deki gibi eğilimde hareket etmektedir. Yer-değiştirmenin olduğu kısımlar renk skalası ile görülmektedir.



Şekil 3.5. Örnek yay yer-değiştirme

Elde edilen çözümde lineer bir şekilde katılık sabit kalmıştır. Hesaplanan katılık, katalog değerinin yaklaşık %90'ı kadardır. Kuvvet ve yer-değiştirme eğrisi aşağıdaki Şekil 3.6'de gösterilmiştir. Değerin tam olarak aynı çıkmamasının muhtemel nedenleri; kullanılan malzeme özelliklerinin ticari kaygılar ile tam paylaşılmaması, paylaşılan geometrinin kopuk bölgelere sahip olmasıdır.



Şekil 3.6. Örnek yay katılık doğrulaması

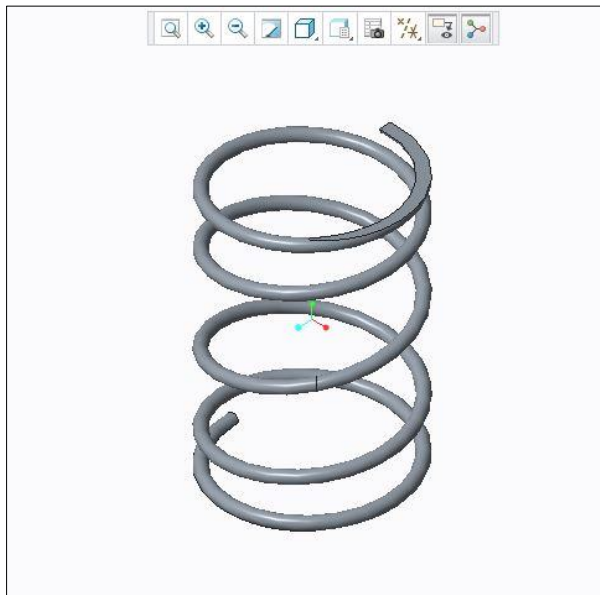
Yapılan analizdeki sonuçlar incelendiğinde kullanılan kısıtlar, malzeme yapısı ve ağ yapısı tatmin edici şekilde doğrulanmıştır.

3.2. Basma Yaylarında Geometrik Parametrelerin Katılığa Etkisi

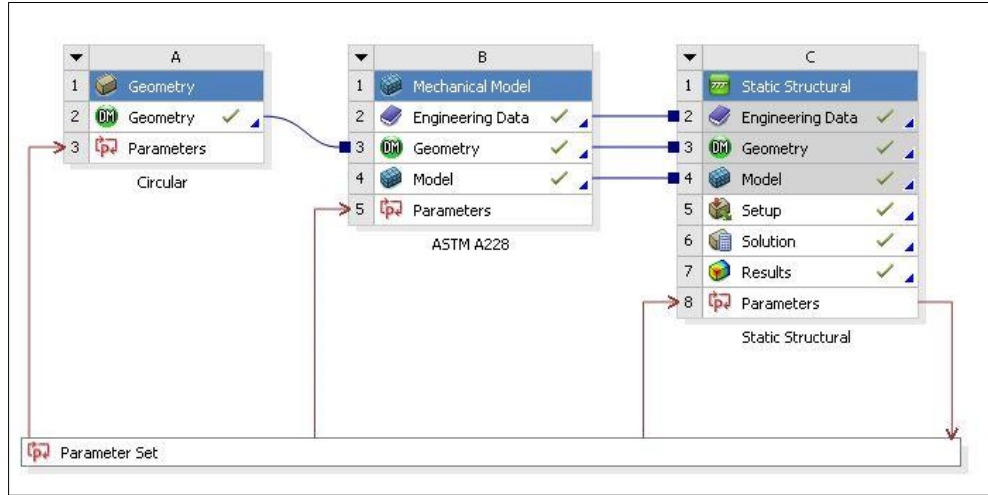
Bu bölümde farklı kesit geometrilerine sahip basma yayları katılık bakımından incelenmiştir. Sonlu eleman analiz yaklaşımı kullanan ANSYS programından yararlanılmıştır. İncelenen yay kesitleri sırasıyla; dairesel, kare, yatay dikdörtgen ve dikey dikdörtgendir. Bunun yanı sıra tel çapı, yay uzunluğu, yay çapı ve kuvvetin katılığa olan etkisi mercek altına alınmıştır. Bu parametreler incelenirken; aynı montaja uyum gösterecek dış boyutlar sabit tutulup incelenen parametreler değiştirilmiştir.

3.2.1. Dairesel kesitli basma yayı

Dairesel kesitli basma yayı analizi için öncelikle farklı geometrilerin kullanılması için geometri modülü daha sonra kısıtların ve ağ yapısının belirleneceği mekanik model analiz ağacına alınmıştır. Katılık hesaplamaları için ise statik hesaplama modülü kullanılmıştır. Dairesel kesitli yayın incelemesinde kullanılan analiz ağacı ve oluşturulan katı model Şekil 3.7 ve Şekil 3.8’de görülmektedir. Farklı parametrelerinin incelemesi için ise parametre modülü tanımlanmıştır.

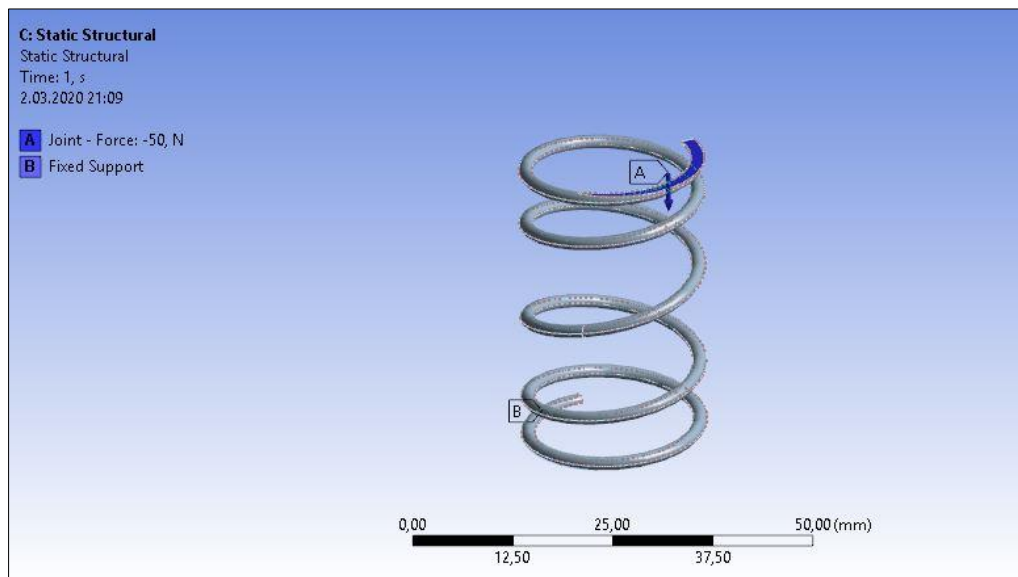


Şekil 3.7. Creo 3.0 programı ile oluşturulan dairesel kesitli katı model



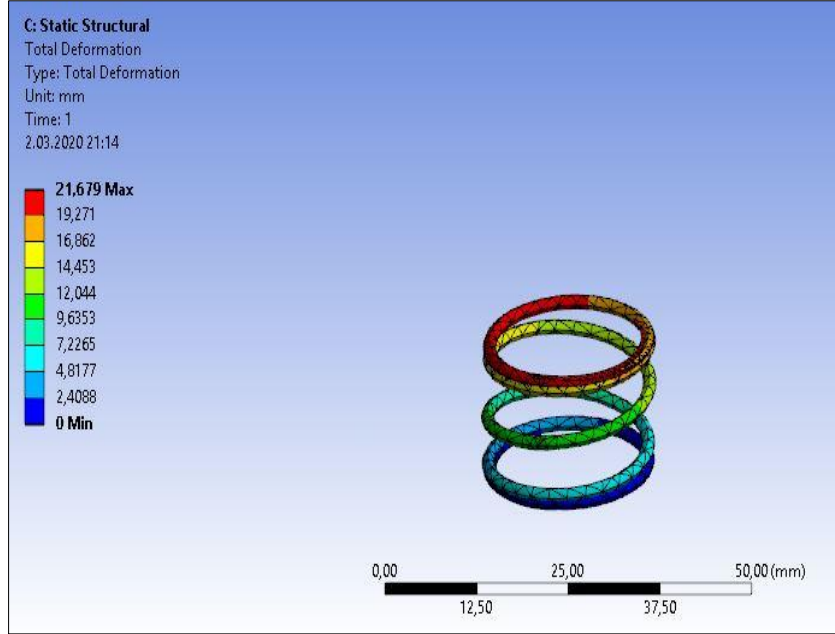
Şekil 3.8. Dairesel kesitli yay analiz ağacı

Geometri, PTC Creo Parametric 3.0 programında oluşturulduktan sonra incelenecek olan özellikler parametre olarak atılıp analiz ağacına yüklenmiştir. Mekanik model içerisinde ASTM A228 yay çeliği malzemesi kütüphanede eklenerek model malzemesi olarak atanmıştır. Daha sonra katılık hesaplanırken modelin tek eksende hareket etmesi için yalnızca dikey eksende öteleme hareket serbestliği tanımlanmıştır. Sonlu eleman analizi için geometri ağı modellenmiştir. Mekanik modelin oluşturulmasının ardından statik model içerisinde yayın bir yüzeyi sabitlenmiş ve diğer yüzeyinden kuvvet tanımlanmıştır. Katılık hesaplaması için sonuç olarak toplam yer-değiştirme atanmıştır. Belirtilen mekanik analiz modeli Şekil 3.9’da görülmektedir.

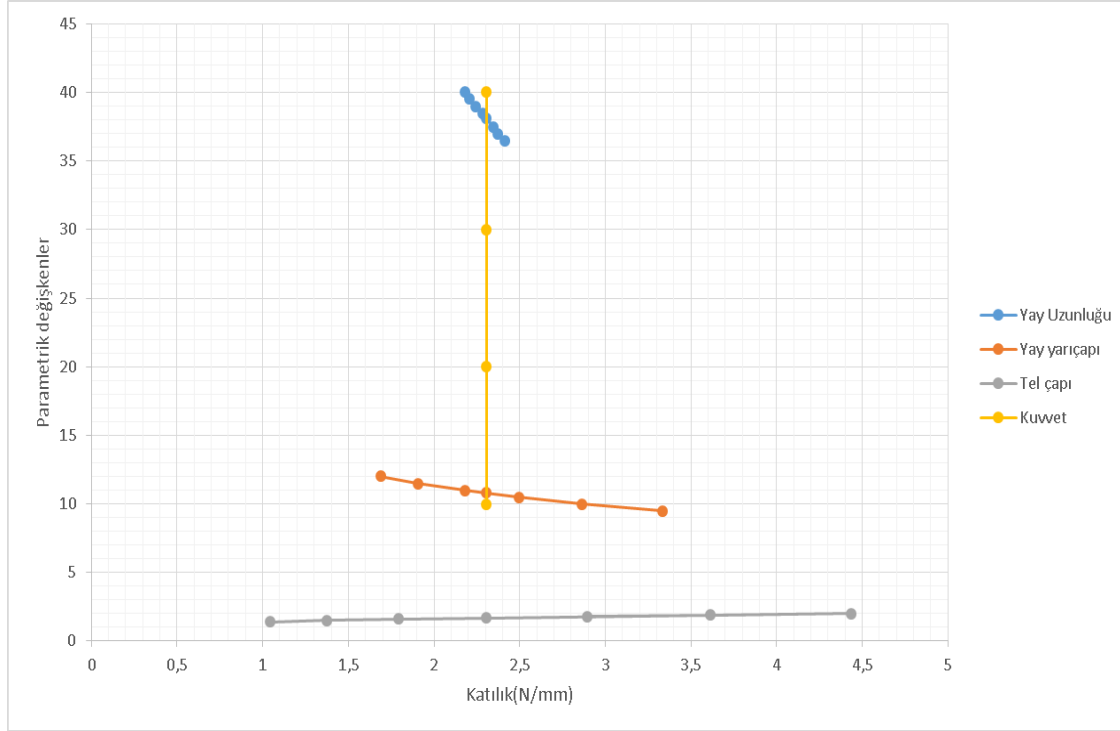


Şekil 3.9. Dairesel kesitli yay analiz modeli

Analiz modeli oluşturulduktan sonra parametrik model; farklı kuvvet, tel çapı, yay boyu ve yay çapı için çözülmüştür. Çözüm sonrasında aşağıdaki Şekil 3.10'da görülen yer-değiştirme dağılımı oluşmuştur. Gösterilen şekildeki yer-değiştirme dağılımı yaya basma şeklinde uygulanan 50 N kuvvetin oluşturduğu çözümdür. Elde edilen sonuçlar parametre değişimine bağlı katılık grafiği Şekil 3.11'de gösterilmiştir.



Şekil 3.10. Dairesel kesitli yayın yer-değiştirme dağılımı



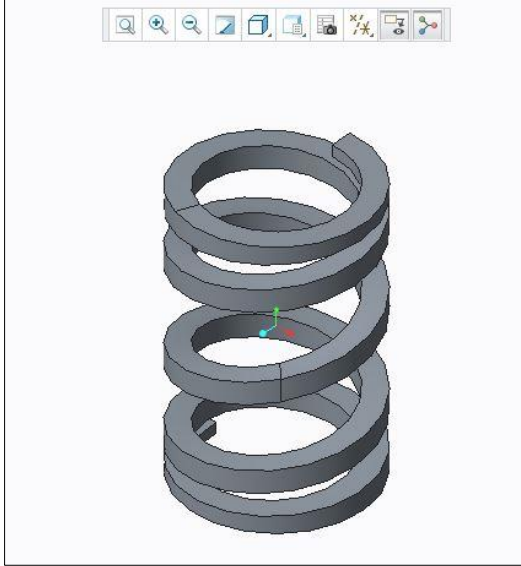
Şekil 3.11. Dairesel kesitli yayın parametrik katılık eğrileri

Grafikte görüldüğü üzere yay üzerine gelen farklı basma kuvvetleri katılık üzerinde bir değişiklik yaratmamaktadır. Dairesel kesitli yayda gelen kuvvetlerin elastik bölgede kaldığı sürece katılığa etki etmediği görülmektedir. Yay uzunluğu göz önüne alındığında yay uzunluğu arttıkça katılık değerinin azaldığı gözlenmiştir. Aynı şekilde yay yarıçapının da artırıldığında katılığın değerinin düştüğü gözlemlenmiştir. Fakat yay yarıçapı eğrisinin eğimi, yay uzunluğu parametresine görece daha az olduğundan dolayı katılığa olan etkisi yay uzunluğundan daha fazladır. Tel çapının artışının ise katılığı etkili şekilde arttırdığı gözlemlenmiştir. Temel olarak 38,1 mm yay boyuna, 1,7 mm tel çapına ve 10,8 mm çapa ait bir yayın katılık değeri 2,30 N/mm olarak hesaplanmıştır. Bu değer yalnızca tel çapı değişimi ile 1,04 N/mm ve 4,43 N/mm arasında değiştirilebilmektedir.

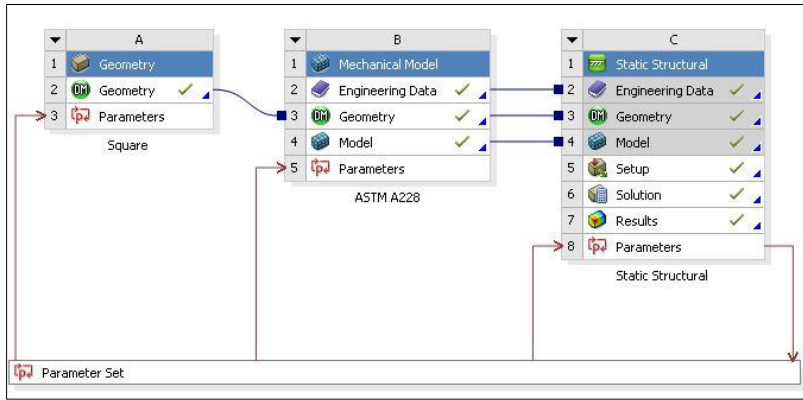
3.2.2. Kare kesitli basma yayı

Kare kesitli yayın katılık analizi için geometrik model PTC Creo 3.0 programından yararlanılmıştır. Kare kesitli yayda, sarım yapılan yayın tel kesitinin kare kesitlidir. Katı model oluşturulduktan sonra analiz için analiz ağacı oluşturulmuştur. Analiz ağacı oluşturulurken geometri, mekanik model ve statik analiz modülü ayrı olarak tanımlanmıştır. Bunun sebebi analiz sırasında farklı denemeler yapılırken yalnızca modelin veya mekanik

kısıtların birbirinden bağımsız bir şekilde değiştirilebilmesidir. Kare kesitli yay modelinin incelendiği analiz ağacı ve katı modeli aşağıdaki Şekil 3.12 ve Şekil 3.13'te görülmektedir.

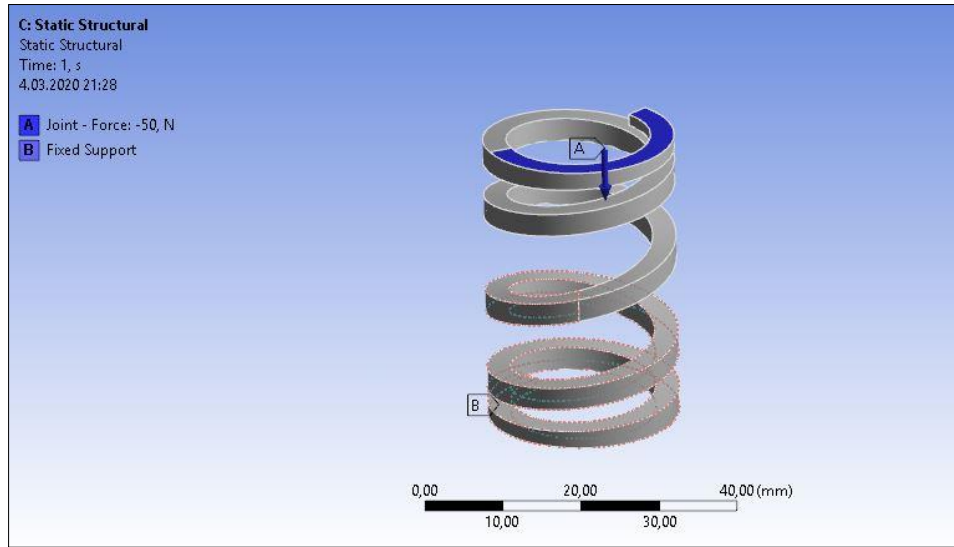


Şekil 3.12. Creo 3.0 programı ile oluşturulan kare kesitli katı model



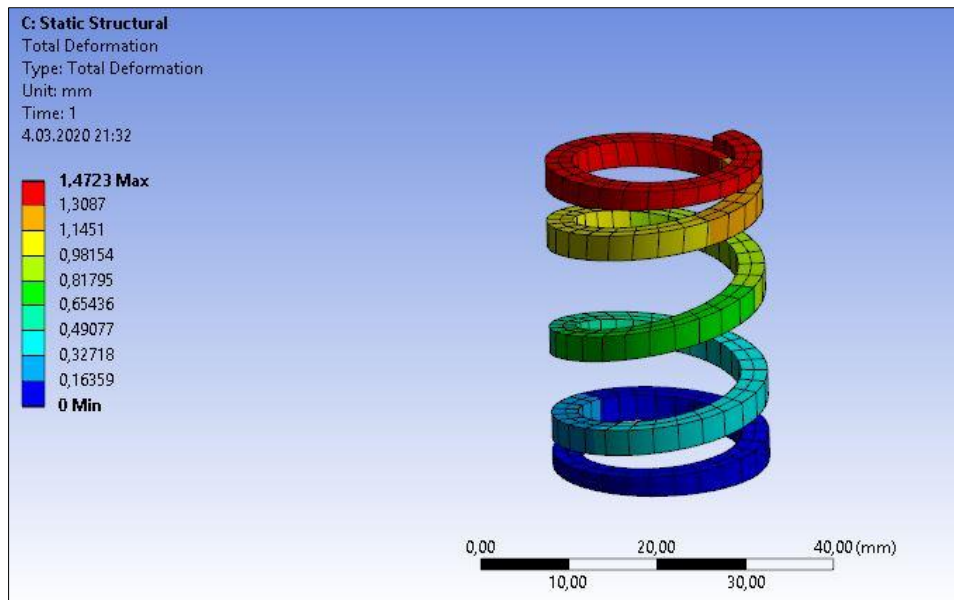
Şekil 3.13. Kare kesitli yay analiz ağacı

Geometri modülüne katı model eklenerek programa dahil edilmiştir. Daha sonra mekanik modülde ASTM A228 yay çeliği, yaya malzeme olarak atanmıştır. Burkulma etkisinden kaynaklı yer-değiştirmeden kaçınmak için üst yüzeyinden tek eksenle hareket edecek şekilde serbestlik tanımlanmıştır. Alt yüzeyinden ise sabit destek noktası tanımlanmıştır. Kuvvet, yay kesit kenarı, yay uzunluğu ve yay çapı parametre olarak atanmıştır. Sonuç olarak da toplam yer-değiştirme alınmıştır. Bahsi geçen mekanik model Şekil 3.14'te gösterilmektedir.



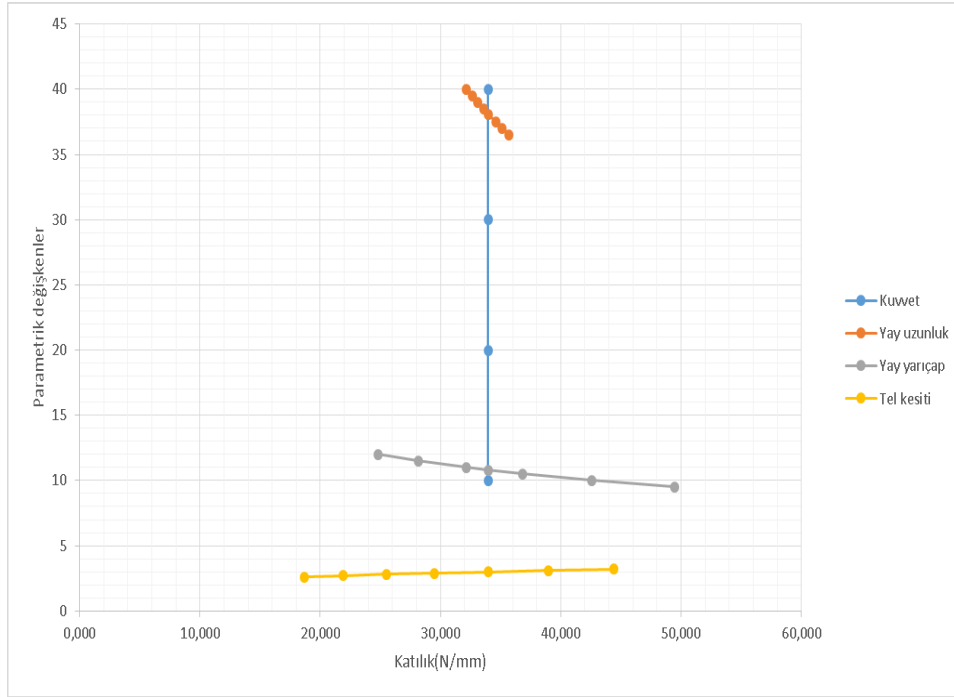
Şekil 3.14. Kare kesitli yay mekanik modeli

Mekanik modelde A yüzeyi kuvvetin uygulandığı yüzey, B yüzeyi yayın sabitlendiği yüzeydir. Statik analiz modeli çözdürüldüğündeki 50 N kuvvet için oluşan yer-değiştirme Şekil 3.15'te gösterilmiştir.



Şekil 3.15. Kare kesitli yay yer-değiştirme

Parametre kümesi çözdürülüp değişen katılıkla grafiği çizdirildiğinde aşağıdaki Şekil 3.16 elde edildi.

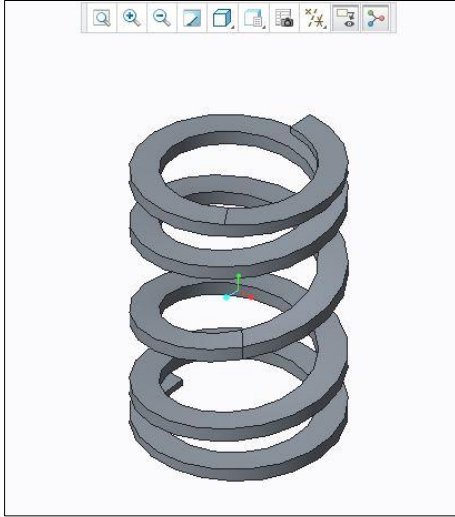


Şekil 3.16. Kare kesitli yayın parametrik katılık eğrileri

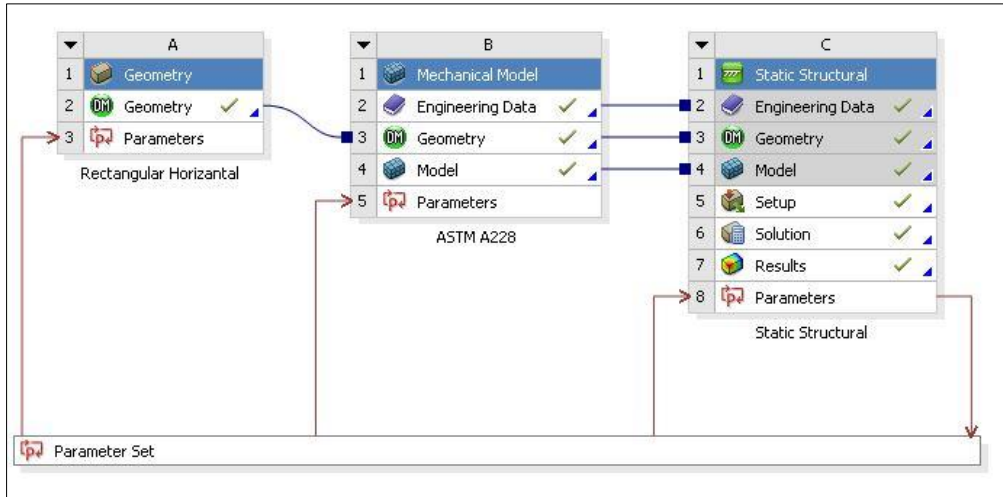
Kuvvet bu grafikte de görüldüğü üzere katılık üzerinde herhangi bir etki göstermemektedir. Temel olarak alınan kenar kesiti 3 mm, yay uzunluğu 38,1 mm ve yay yarıçapı 10,795 mm olan model katılığı 33,96 N/mm olarak hesaplanmıştır. Yay uzunluğu diğer parametrelere göre katılığı en az etkileyen parametredir. Uzunluk parametreleri arasında 3,5 mm fark olmasına rağmen katılık yalnızca 3,6 N/mm fark göstermiştir. Yay yarıçapının ise kare kesitli yay modelinde oldukça etkili olduğu gözlemlenmiştir. Yay yarıçapında 1,8 mm'lik bir artış, katılıkta 15,49 N/mm'lik bir farkla yaklaşık 49,45 N/mm değerine ulaşabiliyor. Fakat aralarında en etkili olan parametre kesit uzunluğu olduğu sonucu gözlemlenmiştir. Kesit uzunluğu 3,2 mm çıkartıldığında 44,42 N/mm katılığa ulaşmaktadır. Yüksek katılık veya daha az yer-değiştirme istenilen tasarımlarda kare kesitli yaylar kullanılabilir. Ancak eşdeğer stres olarak dezavantajlı durumdadır.

3.2.3. Yatay dikdörtgen kesitli basma yayı

Yatay dikdörtgen kesitli yay modelinde de diğer iki çözüm modeli aynı modeller kullanılmıştır. Analiz ağacında ayrı ayrı tanımlanan geometri, mekanik modül ve statik analiz bölümü birbirine bağlanmıştır. Buna ek olarak parametrelerin inceleneceği parametre kümesi oluşturulmuştur. Analiz ağacı ve katı model Şekil 3.17 ve Şekil 3.18'de görülmektedir.

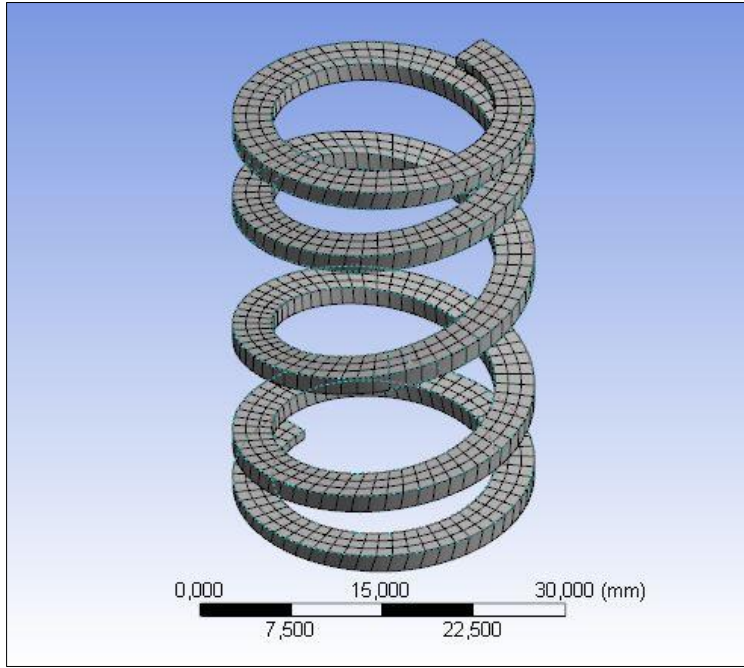


Şekil 3.17. Creo 3.0 programı ile oluşturulan yatay dikdörtgen kesitli katı model



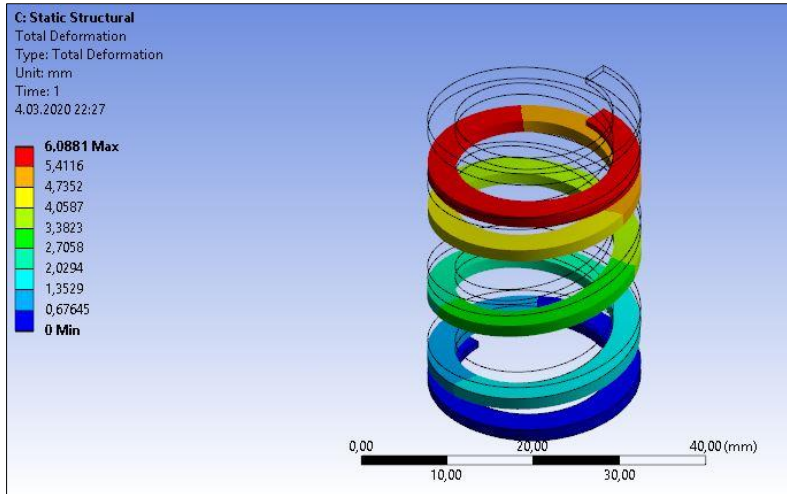
Şekil 3.18. Yatay dikdörtgen kesitli yay analiz ağacı

Çözüm sırasında yay malzemesi ASTM A228 olarak kullanılmıştır. Geometri kesit olarak kare kesit yay modeline benzemektedir. Ancak kesit dikdörtgen şekle sahip ve uzun kenarı hareket doğrultusuna dik şekilde konumlanmaktadır. Katı model oluşturulduktan sonra geometri modülü üzerinden analiz ağacına yüklenmiştir. Daha sonra mekanik modül üzerinden ağ yapısı ve mekanik kısıtlar belirlenmiştir. Üst yüzeyden tek doğrultuda serbestlik verilmiş ve alt yüzeyden sabit destek atanmıştır. Süpürme metoduna uygun bir geometri olduğundan süpürme metodu ile ağ yapısı kurulmuştur. Oluşturulan mekanik model aşağıdaki Şekil 3.19’da gösterilmektedir.



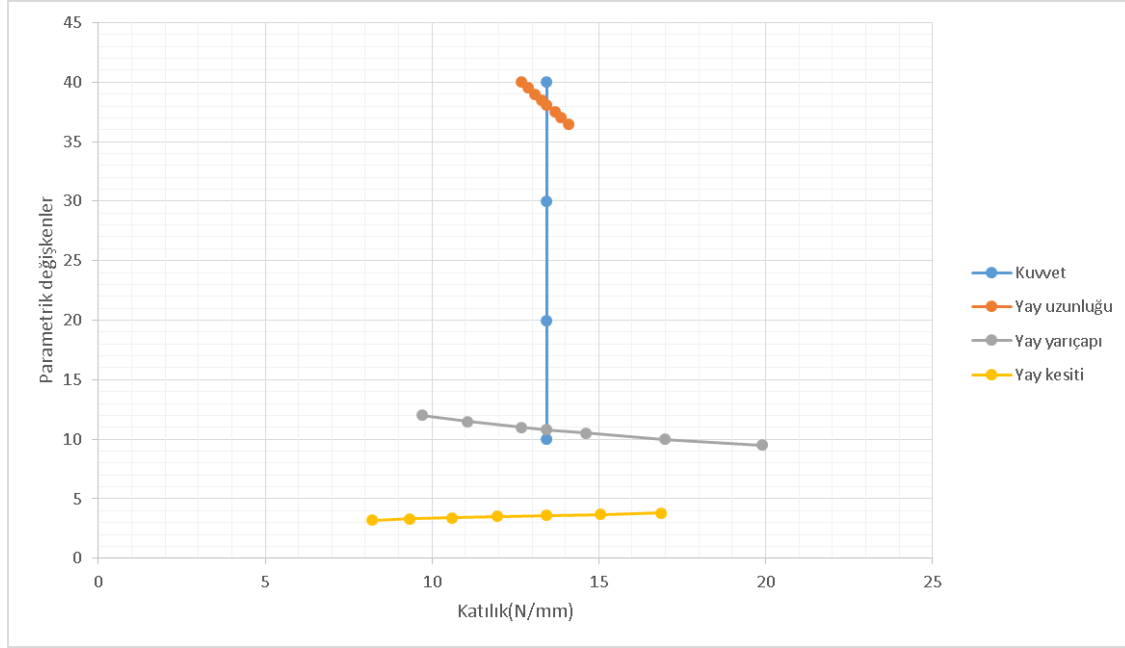
Şekil 3.19. Yatay dikdörtgen kesitli yay ağ yapısı

Ardından kuvvet üst yüzeyden verilerek 50 N yük altında çözdürülmüştür. İlk koşullar olan 50 N kuvvet altındaki çözümde elde edilen yer-değiştirme değerleri Şekil 3.20’de görülmektedir.



Şekil 3.20. Yatay dikdörtgen kesitli yer-değiştirme

50 N için yapılan statik çözümde yay katılığı 13,44 N/m olarak hesaplanmıştır. Farklı parametreler için çözülen analiz sonuçları Şekil 3.21’de gösterilen grafikteki gibidir. Parametre kümesinde kesit uzunluk oranı uzun kenar, kısa kenarın iki katı olacak şekilde belirlenmiştir. Artış ve düşüş miktarı bu oran bozulmadan gerçekleştirilmiştir.

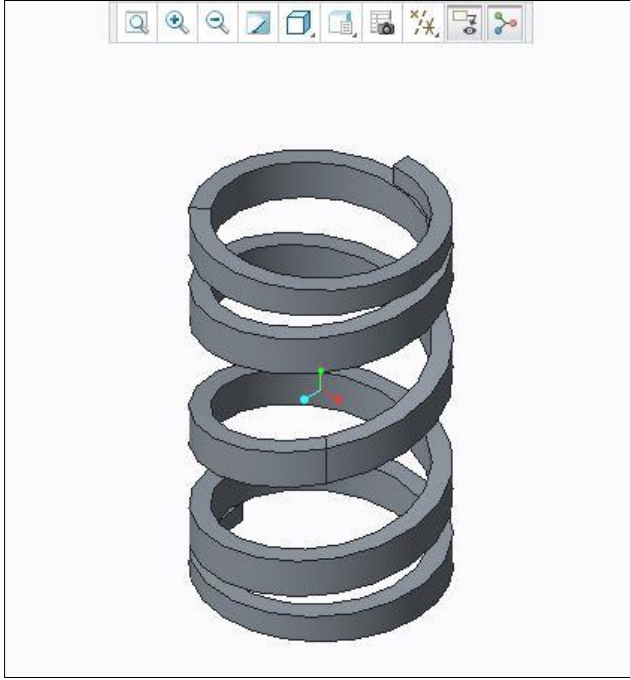


Şekil 3.21. Yatay dikdörtgen kesitli yayın parametrik katılık eğrileri

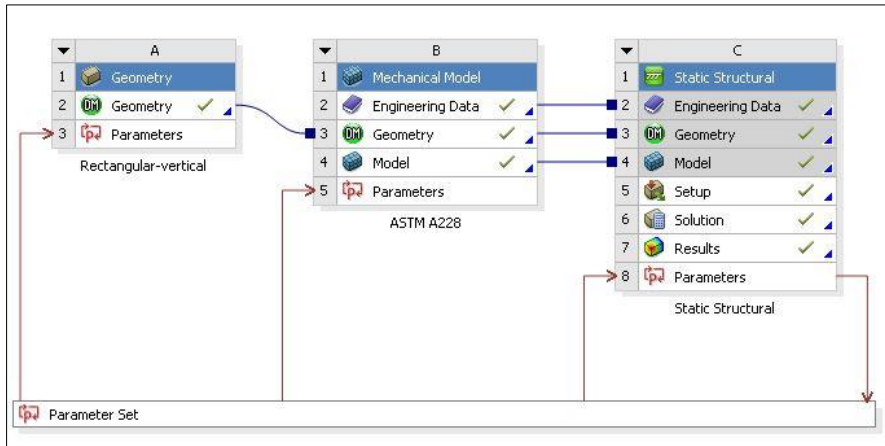
Sırası ile değerlendirildiğinde kuvvetin yatay dikdörtgen kesitli yayda da katılığa etki etmediği görülmektedir. Yay uzunluğu değerinin de arttıkça yay katılığının düştüğü gözlemlenmiştir. Kare kesitle karşılaştırıldığında, bu modelde yay uzunluğunun 3,5 mm'lik değişimde katılığı yalnızca 1,8 N/mm değiştirdiği gözlemlenmiştir. Yay yarıçapı 9,5 mm ve 12 mm aralığında değiştiğinde katılığın değişimi 19,90 N/mm ve 9,71 N/mm arasında değişiklik göstermektedir. En etken parametre ise yay kesitidir. Uzun kesit değeri 3,2 mm ve 3,8 mm arasında değişirken katılık 8,21 N/mm ve 16,85 N/mm arasında değişiklik göstermektedir. Yatay dikdörtgen kesitli yayda aynı hacimde hem daha yüksek katılık hem de kare kesite göre daha iyi dayanım alınması mümkündür.

3.2.4. Dikey dikdörtgen kesitli basma yayı

Dikey dikdörtgen kesitli yay için yapılan analizler için PTC Creo 3.0 programı kullanılarak geometrik model oluşturulmuştur. Sonlu eleman analizini gerçekleştirmek için ise ANSYS programı kullanılarak analiz ağacı oluşturulmuştur. Analiz ağacı; geometrik model, mekanik model ve statik analiz kısımlarını içermektedir. Analiz ağacı ve katı modeli Şekil 3.22 ve Şekil 3.23'te görülmektedir.

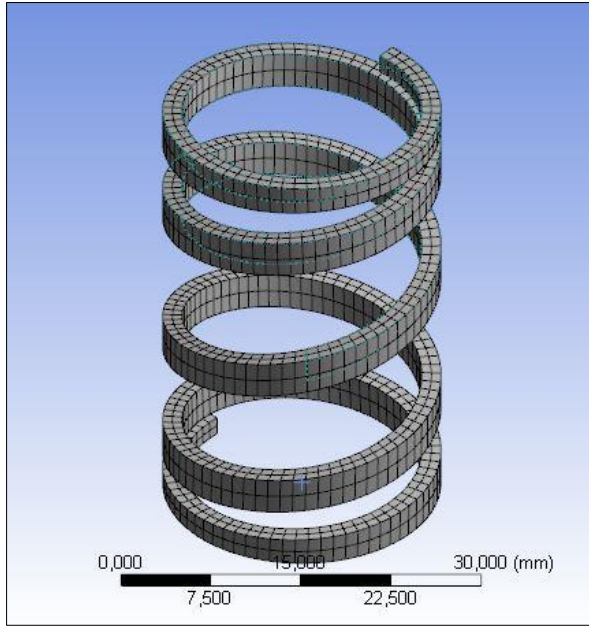


Şekil 3.22. Creo 3.0 programı ile oluşturulan dikey dikdörtgen kesitli katı model

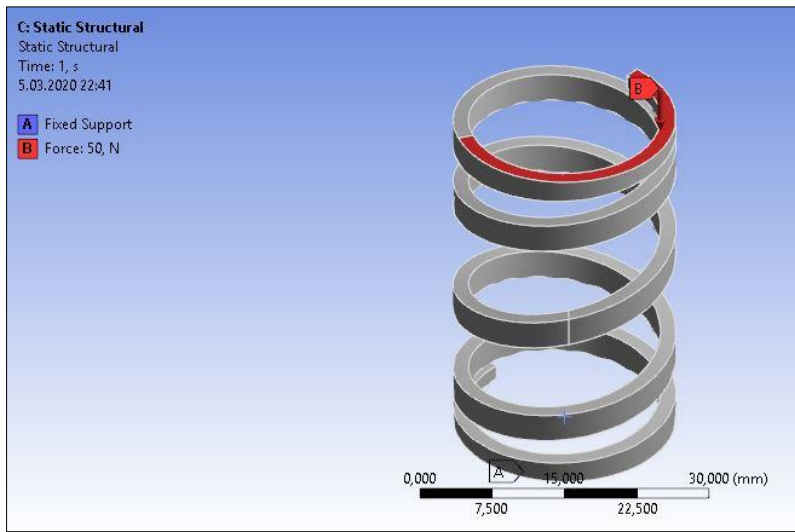


Şekil 3.23. Dikey dikdörtgen kesitli yay analiz ağacı

Geometrik model içerisinde katı model yüklenerek parametre ölçüler tanımlanır. Daha sonra mekanik kısıtların verilmesi için mekanik model kısmı düzenlenmiştir. Bu bölümde ağ yapısı iyileştirilmesi yapılmış ve mekanik hareket kısıtları tanımlanmıştır. Ağ yapısında geometri uygun olduğu için süpürme metodu kullanılmıştır. Yayın burkulma etkisi göstermemesi için ise üst yüzeyden tek yönde serbestlik verilmiştir. Alt yüzeyden ise sabit destek tanımlanmıştır. Oluşturulan ağ yapısı Şekil 3.23'te ve verilen kısıtlar Şekil 3.24'te görülmektedir.

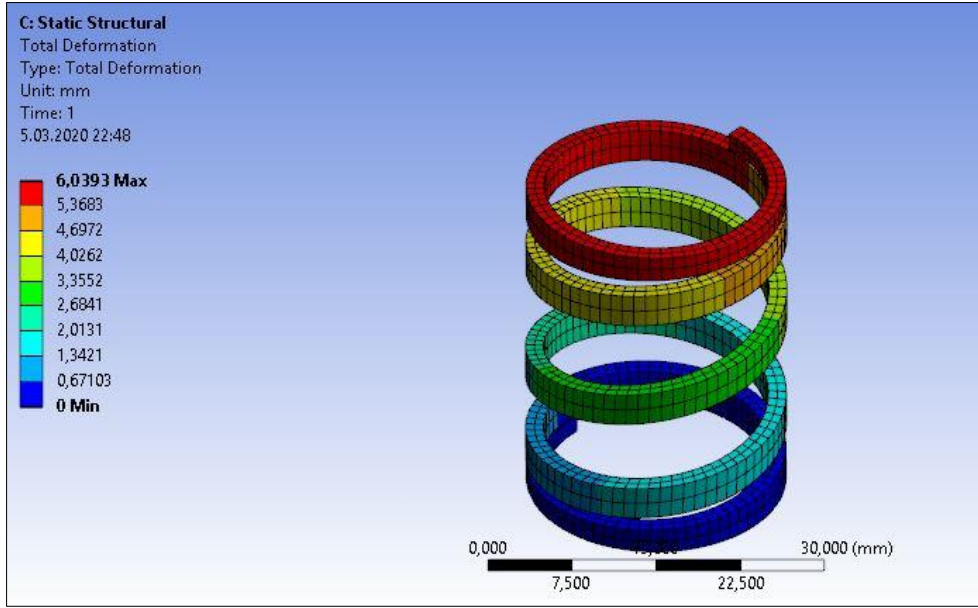


Şekil 3.24. Dikey dikdörtgen kesitli yay ağ yapısı



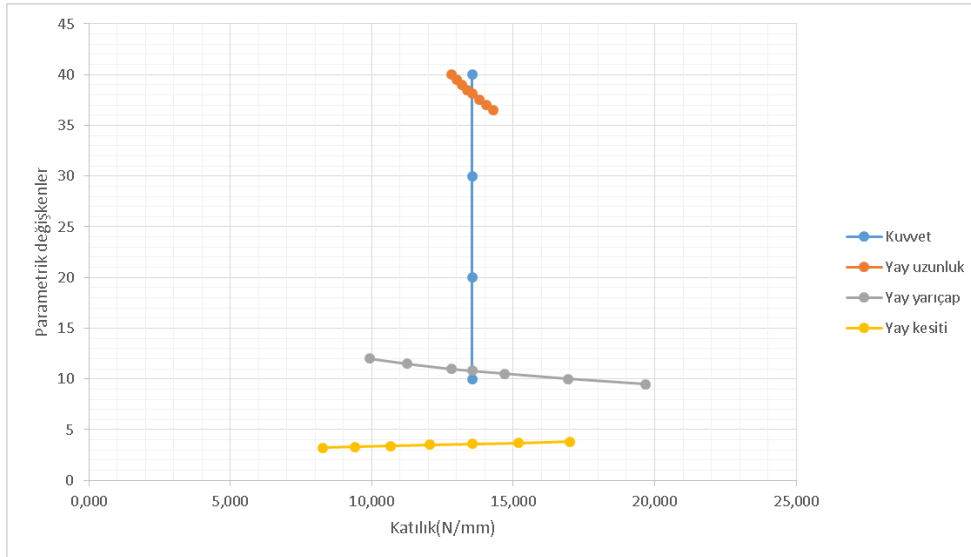
Şekil 3.25. Dikey dikdörtgen kesitli yay mekanik model

Statik modelde de 50 N için ilk çözüm örnek olarak çözdürülmüştür. Ortaya çıkan yer-değiştirme Şekil 3.26'da gösterilmiştir. Örnek çözümde 6,04 mm'lik bir yer-değiştirme gözlenmiştir. Bu değer temel alınarak katılık hesaplandığında ise 13,55 N/mm sonucu ortaya çıkmaktadır.



Şekil 3.26. Dikey dikdörtgen kesitli yay yer-değiştirme

İlk çözüm gerçekleştikten sonra farklı kuvvet, yay uzunluğu, yay yarıçapı ve kesit boyutları için parametre kümesi tanımlanarak çözüm yapılmıştır. Ortaya çıkan sonuçlar Şekil 3.27’de görüldüğü gibidir. Parametre kümesinde kesit uzunluğu dikdörtgen kesitin dikey uzunluğu olarak temel alınmıştır. Dikey kesit uzunluğu kümenin tüm parametrelerinde yatay uzunluğun iki katı olarak belirlenmiştir.



Şekil 3.27. Dikey dikdörtgen kesitli yayın katılık eğrileri

Eğriler incelendiğinde kuvvetin tüm diğer helis yay modellerindeki gibi katılığı etkilemediği görülmektedir. Malzemenin elastik bölgesinde kaldığı sürece kuvvetin

katılığa bir etkisi olmamaktadır. Yay uzunluğu parametrelerine bakıldığında diğer parametrelere göre katılığı en az etkileyen parametredir. Yay uzunluğu 36,5 mm ve 40 mm değerleri arasında çözüldüğünde yalnızca 1,4 N/mm’lik bir fark oluşmaktadır. Yay yarıçapı parametresi incelendiğinde Yay çapı azaldıkça katılık değerinin arttığı görülmektedir. 9,5 mm ve 12 mm arasında bir değişim katılı 9,7 N/mm’lik bir fark değiştirebilmiştir. Bir diğer parametre ise yay kesit boyutudur. Parametreleri 3,2 mm ve 3,8 mm değerleri arasında değişen yay kesiti katılığı 8,8 N/mm değiştirmiştir. Katılık değerleri diğer yaklaşık olarak aynı hacmi kaplayacak yaylara göre görece daha yüksektir. Statik olarak gerilmelerin artacağı bir yapıdadır.

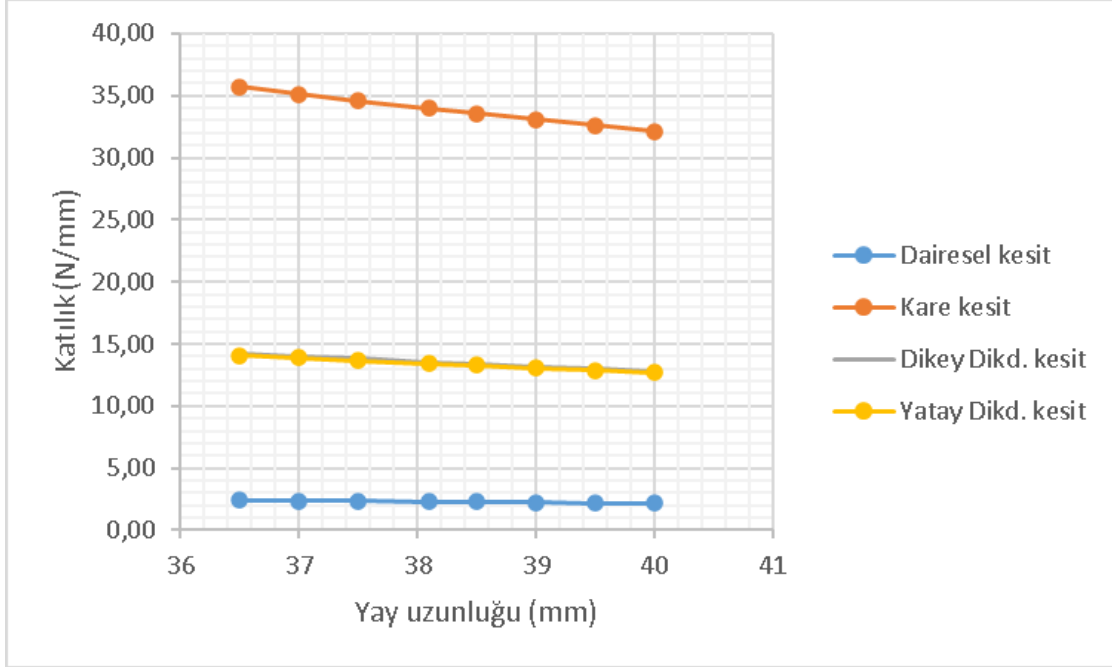
Dört farklı yay kesiti incelendiğinde boyut parametrelerinin kesit farklı olsa da aynı eğilimde etki ettiği sonucuna varılmıştır. Kuvvet etkisi katılıkta değişikliğe sebep olmamaktadır. Yay uzunluğu etkisi diğer parametrelerle karşılaştırıldığında katılığa aşırı etki göstermemektedir. Ancak tel çapı veya kesit uzunluğu katılığa direkt olarak etki etmektedir. Bunun yanında yayın yarıçapının da katılıkta etkisinin etkin olduğu görülmektedir.

3.2.5. Parametre etkilerinin karşılaştırılması

Önceki konu başlıklarında farklı kesitlerdeki yayların geometrik boyutlarla değişen katılıklarını göstermek için sonlu eleman analizleri yapılarak grafikler verilmiştir. Bu bölümde ise bahsi geçen geometrik boyutların farklı kesitlere etki oranı incelenecektir. İlk olarak yay uzunluğunun farklı kesitlere olan etkisi mercek altına alınmıştır. Şekil 3.28’deki grafik farklı yay uzunluklarında katılıkların değerlerini kendi arasında kıyaslamaktadır. Görüldüğü üzere en yüksek katılık değeri kare kesite aittir. Aynı zamanda yay uzunluğundan diğerlerine göre daha çok etkilenmektedir. Aynı yay uzunluklarında çok daha yüksek değerlerde katılığa sahip olmasına rağmen kare yay gerilim olarak malzeme akma dayanımını aşmaktadır. Bu yüzden pratikte kullanılması bu numune için mümkün görülmemiştir.

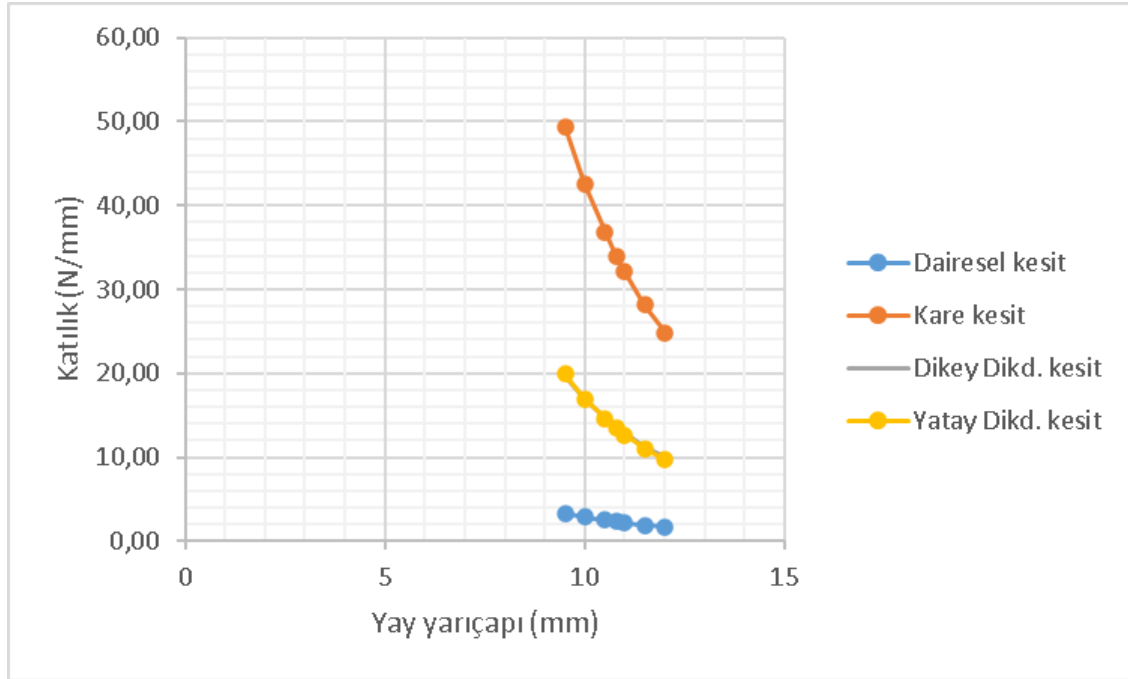
Dikey ve yatay dikdörtgen kesitli yaylar için de yay uzunluklarının aşırı etken olmadığı gözlemlenmiştir. Bunun dışında kesitin yatay ya da dikey olması yay uzunluğunun etkisi açısından herhangi bir fark yaratmamıştır. Ancak gerilim dağılımı açısından yatay kesit daha iyi performans göstermiştir.

Son olarak dairesel kesitli yayın diğer numunelere göre çok düşük katılık değerlerine sahip olduğu görülmüştür. Yay uzunluğunun dairesel kesitli yayda da fazla bir etkisi gözlemlenememiştir.



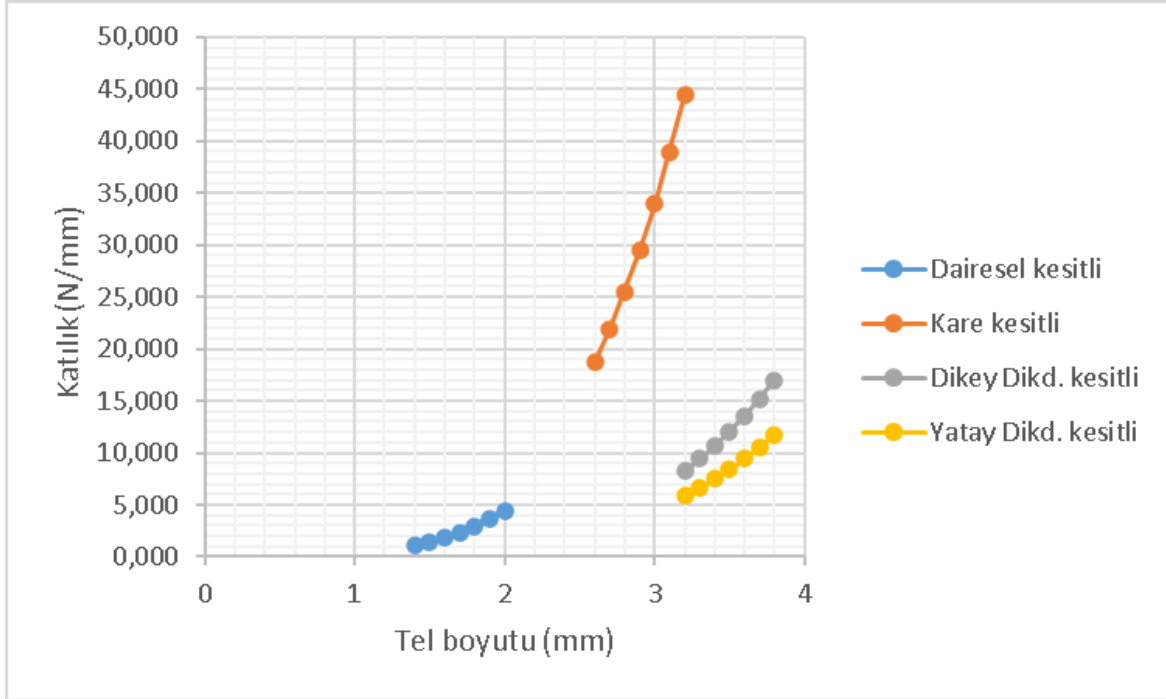
Şekil 3.28. Farklı kesitlerde yay uzunluğu etki eğrisi

Karşılaştırılan bir başka değişken ise yay yarıçapıdır. Önceki analiz çözümlerinden alınan değerler ile farklı kesitlerdeki değişim oranları incelenmiştir. Bu kısımda incelenen değişkenlerin etkisi katılık ve yay yarıçapı eğrileri olarak Şekil 3.29'da gösterilmiştir. Öncelikle kare kesit eğriler arasında dikkat çekmektedir. Kare kesit yay, tüm diğer değişkenler aynı iken diğer kesitlerin çok üzerinde bir katılık değerine sahiptir. Ancak bu katılık değeri, yay yarıçapı değiştikçe yüksek bir düşüş oranı ile etkilenmektedir. Dikey ve yatay dikdörtgen kesitli yaylar incelendiğinde ise dairesel kesite göre aynı hacimde yine yüksek bir katılık değerine sahiptir. Dikdörtgen kesitli olan numunelerde yay yarıçapının artışı katılık lineer bir biçimde etkilemediği görülmektedir. Dairesel kesit incelendiğinde ise çok daha küçük katılık değerlerine sahiptir. Ayrıca değişim oranı küçük adımlarla olduğundan dolayı düşük katılık istenilen noktalarda ve geometrik hacmin kısıtlı olduğu tasarımlarda kullanılabilir.



Şekil 3.29. Farklı kesitlerde yay-yarıçapı etki eğrisi

Değişkenler arasında en etkili olan tel çapı veya kesit boyutudur. Yapılan analizlerde tel çapı etkisi tüm numunelerde katılığı oldukça yüksek oranlar etkilemiştir. Diğer değişkenlerin aksine yatay ve dikey dikdörtgen kesitli yaylarda farklı değişkenlik oranı ortaya koymuştur. Bahsi geçen eğriler Şekil 3.30'da gösterilmektedir. Kare kesitli olan yay için kesit boyutunun fark olarak 25 N/mm değerinin üzerinde bir değişkenlik gösterebildiği sonucuna ulaşılmıştır. Dikey kesitli olan yay incelendiğinde ise aynı oranda kenar uzunluklarına sahip olmasına rağmen yatay dikdörtgen kesitli yaya göre daha yüksek katılık değerlerine çıkabilmektedir. Değişim oranlarına bakıldığında dikey kesitli yay boyut değişiminden daha çok etkilenmektedir. Dairesel kesitli yay numunesi incelendiğinde ise tel çapının katılık değerini lineer olarak değiştirdiği görülmektedir.



Şekil 3.30. Farklı kesitlerde tel boyutu etki eğrisi

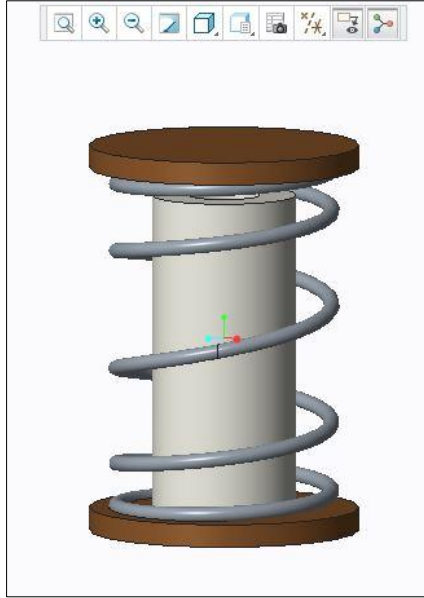
3.3. Yaylı İzolatörlerde Geometrik Parametrelerin Katılığa Etkisi

Bu bölümde yay kullanılarak oluşturulan kütle, yay ve sönümleyiciden oluşan örnek bir izolatör yapısındaki yay bileşeninin farklı geometrik yapılarda mekanik karakteristiğine olan etkisi incelenmiştir. Oluşturulan modellerde malzeme olarak ASTM A228 yay çeliği ve ANSYS kütüphanesinde bulunan bakır ve yapısal çelik kullanılmıştır. Montaj için kullanılan bağlantı elemanları yapısal çelik, orta kısımda yer alan kısıtlayıcı amacı ile yerleştirilen silindirik parça bakır ve yay çeliği de yay elemanı için kullanılmıştır. İzolatör için tanımlanan değişkenler şunlardır: Yay boyu, yay yarıçapı, tel boyutu ve içi boş bakır barın çaplarıdır. Etkisi gözlemlenen değişkenler ise yer-değiştirme, katılık, eşdeğer gerilim, doğal frekans değişkenleridir.

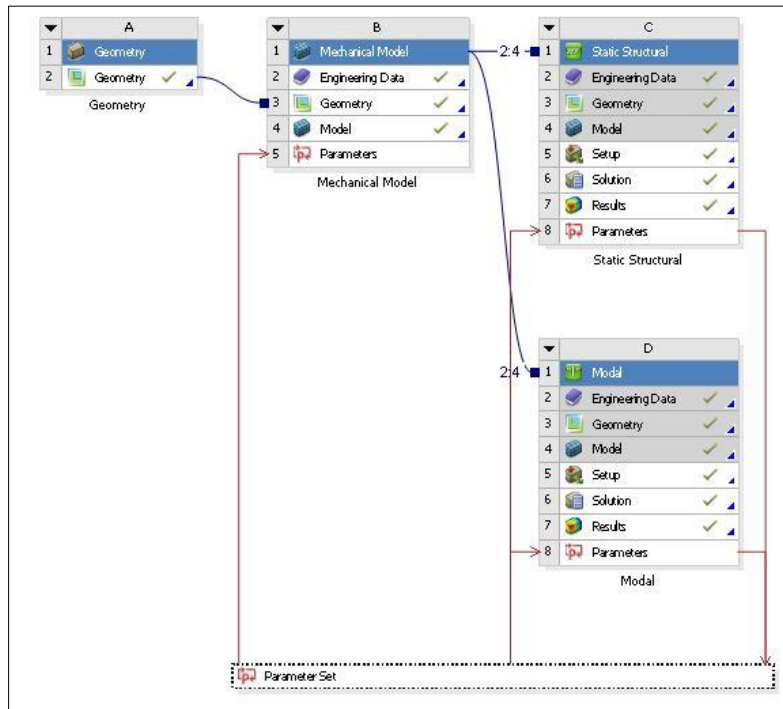
3.3.1. Dairesel kesit yaylı izolatör

Dairesel kesite sahip olan yay ile oluşturulan izolatör modeli önceki analizlerde kullanılan boyutlar esas alınarak oluşturulmuştur. Yay uzunluğu 38,1 mm ve yay yarıçapı 10,8 mm'dir. İzolatör modeli PTC Creo 3.0 programı kullanılarak katı model tasarlanmıştır. Daha sonra ANSYS programına aktarılmıştır. Katı model; bakır bar, tutucu ve yay parçalarından oluşmaktadır. ANSYS programında ilk olarak analiz ağacı kurulmuştur.

Analiz ağacında değişkenli çalışan geometrik modül, mekanik modül, statik analiz ve modal analiz modülleri eklenmiştir. En son olarak değişken kümesi analizlerle bağlantılı hale getirilmiştir. Bu sayede mekanik modelde oluşturulan kısıtlar aynı zamanda statik ve modal analizde de kullanılabilir. Konusu geçen analiz ağacı ve katı model Şekil 3.31 ve Şekil 3.32’de gösterilmektedir.

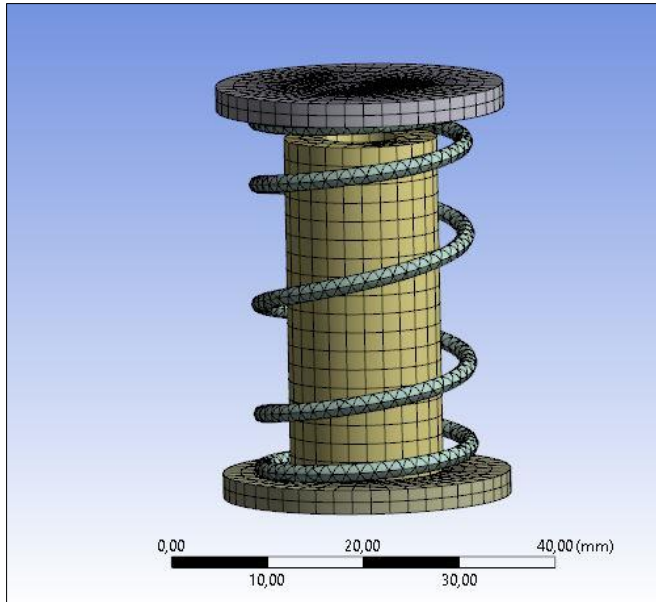


Şekil 3.31. Creo 3.0 ile oluşturulan dairesel kesit yaylı izolatör katı model



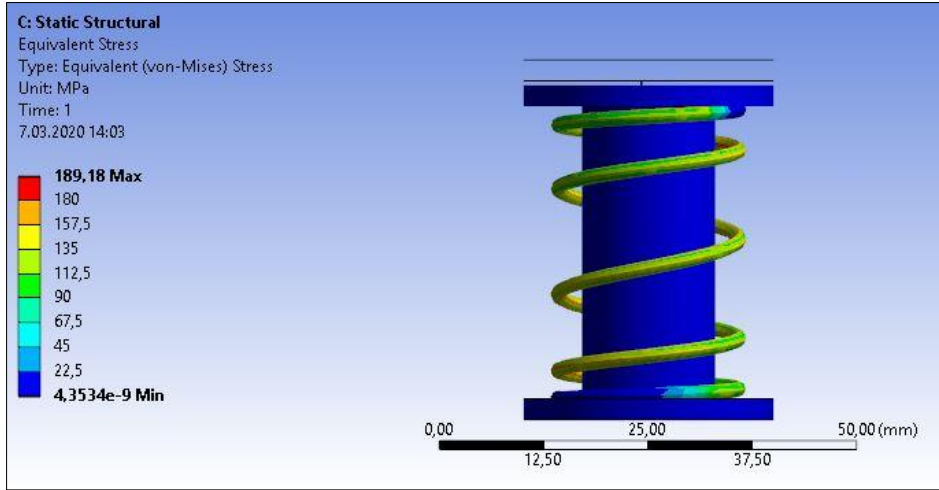
Şekil 3.32. Dairesel kesit yaylı izolatör analiz ağacı

Geometrik model oluşturulup modele aktarıldıktan sonra mekanik kısıtlar belirlenmiştir. Montaj halinde bulunan izolatör modeli yaylar ve tutucular birbirlerine bağlı şekilde tanımlanmıştır. Boyu yaydan daha kısa olan bakır bar ile tutucu arasında ise sürtünmeli bağlantı tanımlanmıştır. Yayın tek ekseninde hareket etmesi ve izolatörün karakteristiğinin belirlenmesi için yayın üst yüzeyine tek yönde hareket etme serbestliği tanımlanmıştır. Ardından çözümleme için ağ yapısı oluşturulmuştur. Ağ yapısında ise uygun olan tutucu ve bar geometriler için süpürme metodu kullanılmıştır. Ağ yapısının geometriyi düzgün bölebilmesi için eleman boyutlandırması da yapılmıştır. Nihai ağ yapısı Şekil 3.33'te görülmektedir.

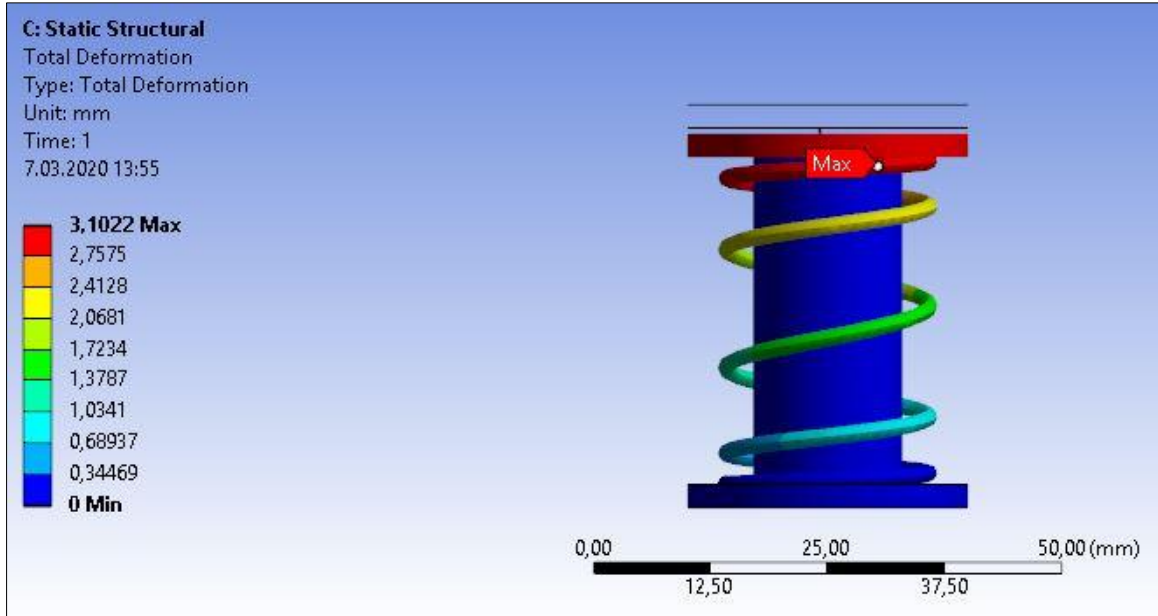


Şekil 3.33. Dairesel kesit yaylı izolatör ağ yapısı

Statik ve modal analizin gerçekleştirilebilmesi kuvvet ve sabitleme kısıtları verilmiştir. Statik analiz için üst kısımdan kuvvet yüklenmiştir. Alt kısımdan ise sabit destek tanımlanmıştır. Model çözdürüldüğünde statik analizde 3,10 mm bir yer-değiştirme oluşmuştur. Bunun yanı sıra oluşan gerilim dağılımı 110 MPa ve 150 MPa arasında değişmektedir. Bölgesel artan kısımlarda gözlemlenmiştir. Bakır bar üzerinde ise oluşan gerilmeler 1,5 MPa mertebelerinde ve baskı yüzeyindedir. Yay modeli üzerinde oluşan gerilme ve yer-değiştirmeler Şekil 3.34'te ve Şekil 3.35'te görülmektedir.



Şekil 3.34. Daire kesit yaylı izolator gerilim dağılımı



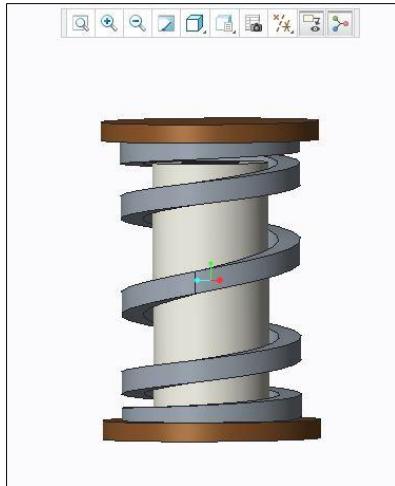
Şekil 3.35. Dairesel kesit yaylı izolator yer-değiştirme dağılımı

Statik analiz sonlandıktan sonra modal analiz kısmı çözdürülmüştür. Bu kısımda oluşturulan modelin doğal frekansları ve hareket karakteristiği belirlenmiştir. İlk doğal frekansa 65,04 Hz’de giren izolator serbestlik verilen yönde hareketini gerçekleştirmiştir. İlk boyutlandırılan örnek çözüldükten sonra değişken kümesi işleme alınmıştır. Yapılan çözümlerde en düşük yer-değiştirme 36,5 mm yay uzunluğuna sahip modelde ortaya çıkmıştır. 1,5 mm yer-değiştirmeye uğrayan model 59 Hz doğal frekans ve 109,23 MPa gerilme değerine sahiptir. En düşük gerilme ise bar uzunluğunun 36,5 mm olduğu modeldedir. Gerilme değeri 91,48 MPa, doğal frekans değeri 58,32 Hz’dir.

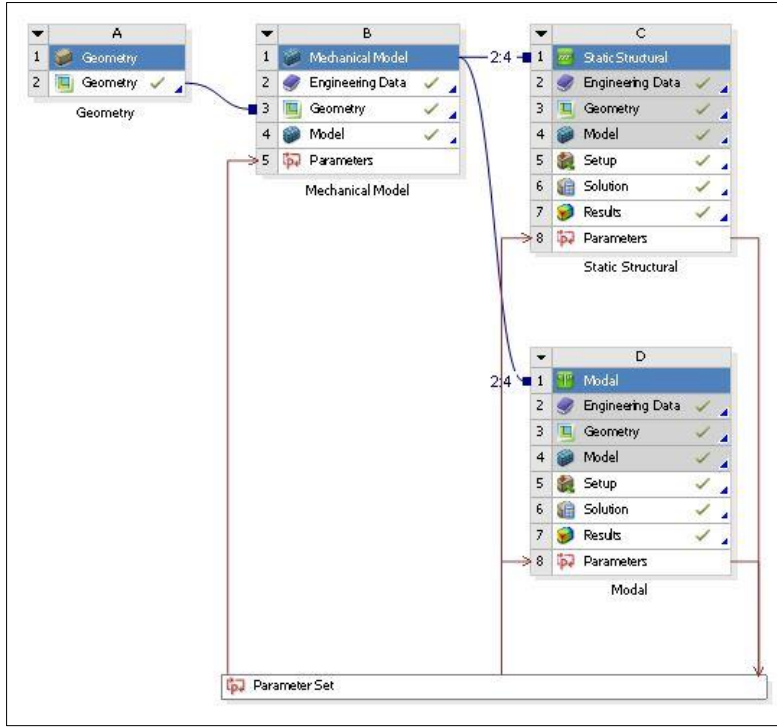
En düşük doğal frekans tel çapının 1,4 mm olduğu modelde gerçekleşmiş ve 40 Hz değerine kadar düşmüştür.

3.3.2. Kare kesitli izolatör

Kare kesit yaya sahip olan izolatör modeli PTC Creo 3.0 programı kullanılarak tasarlanmıştır. Tasarlanan izolatörde yay uzunluğu ve çap boyutu diğer örneklerle aynıdır. Kullanılan malzemelerde şöyledir: durdurucu olan bar bakır malzeme, tutucular yapısal çelik ve yay ASTM A228 çeliğidir. Ardından analizin yapılacağı program olan ANSYS’de analiz ağacı oluşturulmuştur. Analiz ağacı değiştirilebilir geometri ve mekanik kısıtlar olması için ayrı ayrı oluşturulmuştur. Statik ve modal analiz ise oluşturulan mekanik modüle bağlanmıştır. Geometri modülüne daha önce oluşturulan katı model aktarılmıştır. Analiz ağacı aşağıda gösterilen Şekil 3.36 ve Şekil 3.37’deki gibidir.

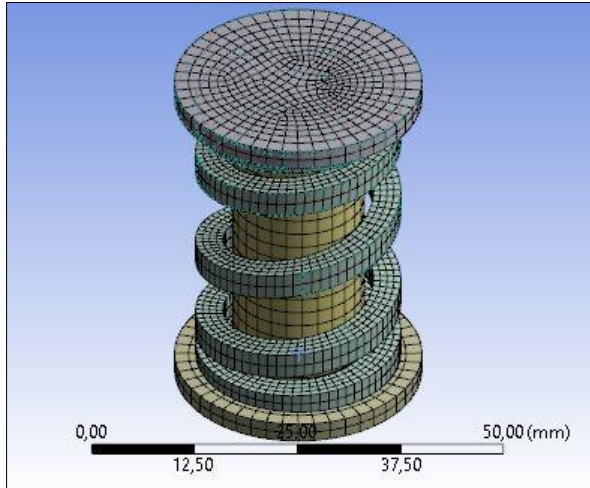


Şekil 3.36. Creo 3.0 ile oluşturulan kare kesit yaylı izolatör katı model



Şekil 3.37. Kare kesit izolator analiz ağacı

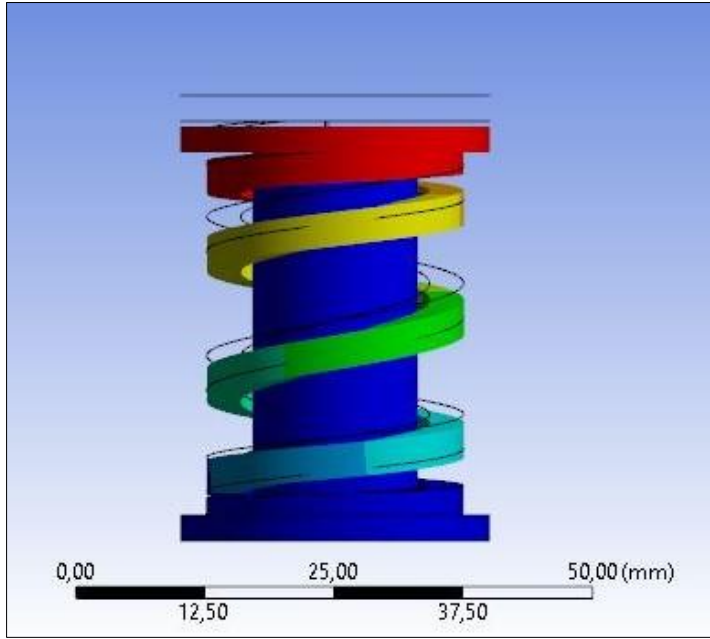
Analiz ağacı oluşturulduktan sonra mekanik modül kısmı oluşturuldu. Mekanik kısıt bölümünde kare kesitli yay ve diğer tüm geometriler süpürme metoduna uygun olduğundan dolayı o metot ile ağ yapısı tanımlanmıştır. Mekanik kısıtlar kısmına gelindiğinde ise montaj içerisindeki bağlantı tipleri tanımlanmıştır. Tutucu ve yay bağlı, bakır bar tutuculardan birine bağlı, diğerine ise sürtünmeli yüzey olarak tanımlanmıştır. Yayın hareket esnasında burkulmasını önlemek için yalnızca dikey ekseninde hareket serbestliği verilmiştir. Alt tutucu yüzeyinden sabit destek tanımlanmış ve üst yüzeyden 50 N kuvvet uygulanmıştır. Örnek çözümden sonra geometrik değişkenlerin incelenmesi için değişken kümesi tanımlanmıştır. Belirtilen ağ yapısı ve katı model Şekil 3.38’de görülmektedir.



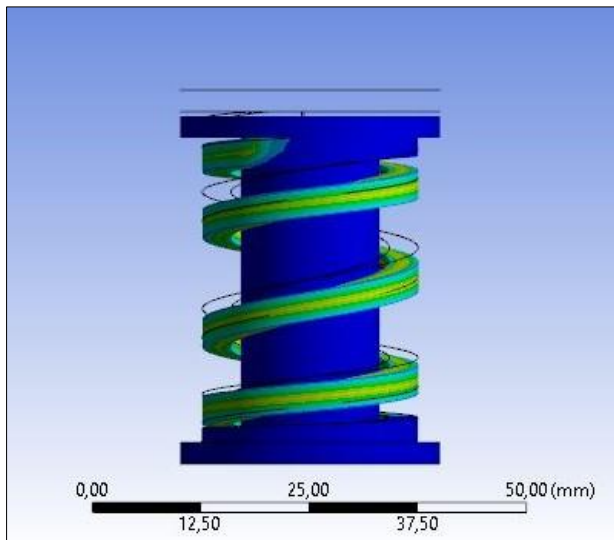
Şekil 3.38. Kare kesit izolatör ağ yapısı

Örnek model çözümü incelendiğinde 1,6 mm'lik bir yer-değiştirme olduğu görülmektedir. Yer-değiştirme miktarı bar ile ara mesafeyi dahi tamamlayamamıştır. Bu yer-değiştirme sonucunda 245,5 MPa değerine kadar bir gerilim dağılımı ortaya çıkmıştır. Gerilim dağılımı incelendiğinde kare kesitli olan yayın üst sınıra daha yakın değerlerin biriktiği görülmektedir. Bu değer ASTM A228 çeliğinin akma dayanımı üzerinde olduğu için pratikte uygulanmasının mümkün olmadığını göstermektedir. Farklı geometrik boyutlar için çözümler incelendiğinde en küçük yer-değiştirmenin tel kesit boyutunun 3,3 mm olduğunda gerçekleştiği görülmüştür. Yer değiştirme değeri 1,07 mm kadar düşmüştür. Aynı zamanda en düşük gerilme değeri olan 189,53 MPa yine bu geometrik modelde gerçekleşmiştir.

Statik analiz tamamlandıktan sonra izolatör alt kısmından sabitlenerek modal analiz gerçekleştirilmiştir. Bu analizde aynı değişken kümesi kullanılmıştır. Çözdürülen küme içerisinde eş değer gerilmeleri akma dayanımı üzerinde olan çözümleri çıkartıldığında en düşük doğal frekans 223,15 Hz olarak hesaplanmıştır. Belirtilen dağılımlar Şekil 3.39'da ve Şekil 3.40'ta gösterilmektedir.



Şekil 3.39. Kare kesit izolatör yer-değiştirme dağılımı



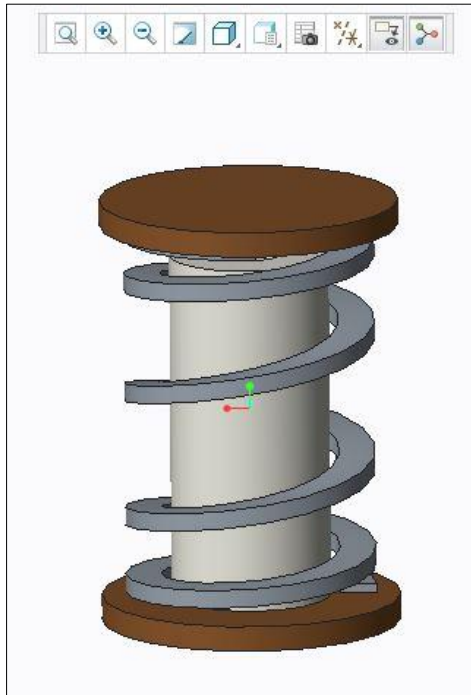
Şekil 3.40. Kare kesit izolatör gerilim dağılımı

Kare kesitli yayın izolatör tasarımında hem yüksek eşdeğer gerilimler yaratmasından dolayı hem de diğer izolatör çeşitlerine göre çok yukarıda bir değerde doğal frekansa girmesinden ötürü elverişli bulunmamıştır.

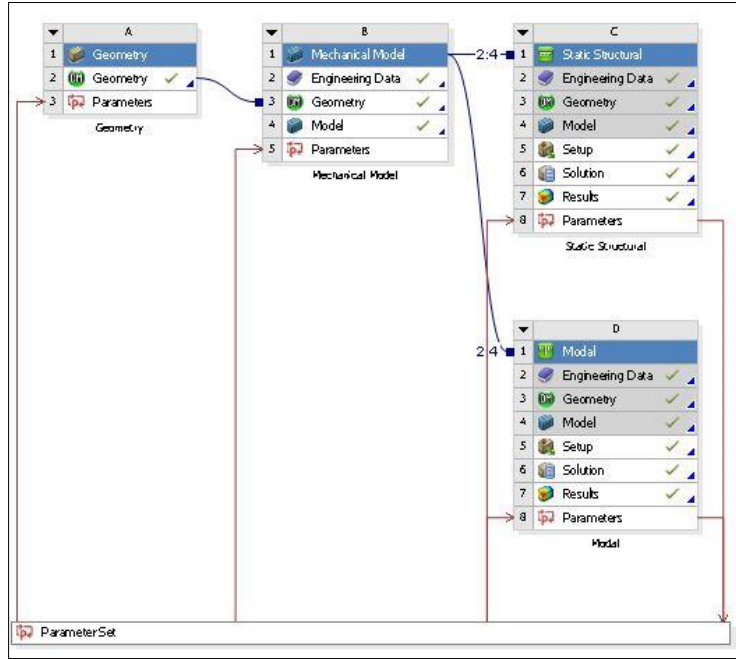
3.3.3. Yatay dikdörtgen kesitli izolatör

Yatay dikdörtgen kesitli numune için ilk olarak PTC Creo 3.0 programında katı model oluşturulmuştur. Katı model içerisinde kullanılan bar ve tutucu parça geometrileri önceki

numuneler ile aynı ölçülerdedir. Oluşturulan katı modelde; tel boyutları, yay boyu, bar boyutları ve yay çapı değişken olarak tanımlanmıştır. Daha sonra ANSYS programı içerisinde analiz için analiz ağacı oluşturulmuştur. Oluşan analiz ağacı ve katı model Şekil 3.41 ve Şekil 3.42’de gösterilmiştir. Analiz ağacı içerisinde geometri kısmı değişken geometrileri tanımlamak için tanımlanmıştır. Mekanik modül kısıtları tanımlamak için eklenmiştir. Son olarak katılık ve doğal frekans hesaplamaları için modal analiz ve statik analiz modülü eklenmiştir. Son olarak ise parametreler kısmı tanımlanmıştır.

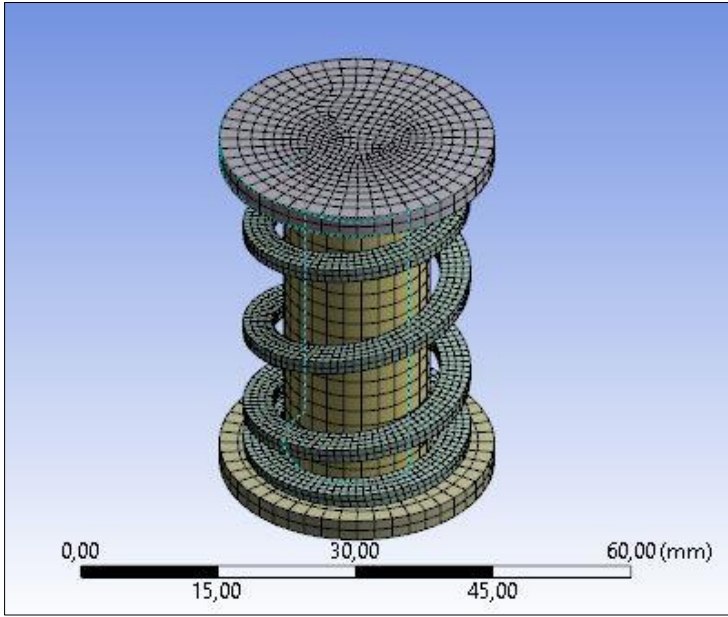


Şekil 3.41. Creo 3.0 ile oluşturulan yatay dikdörtgen kesitli izolatör katı model



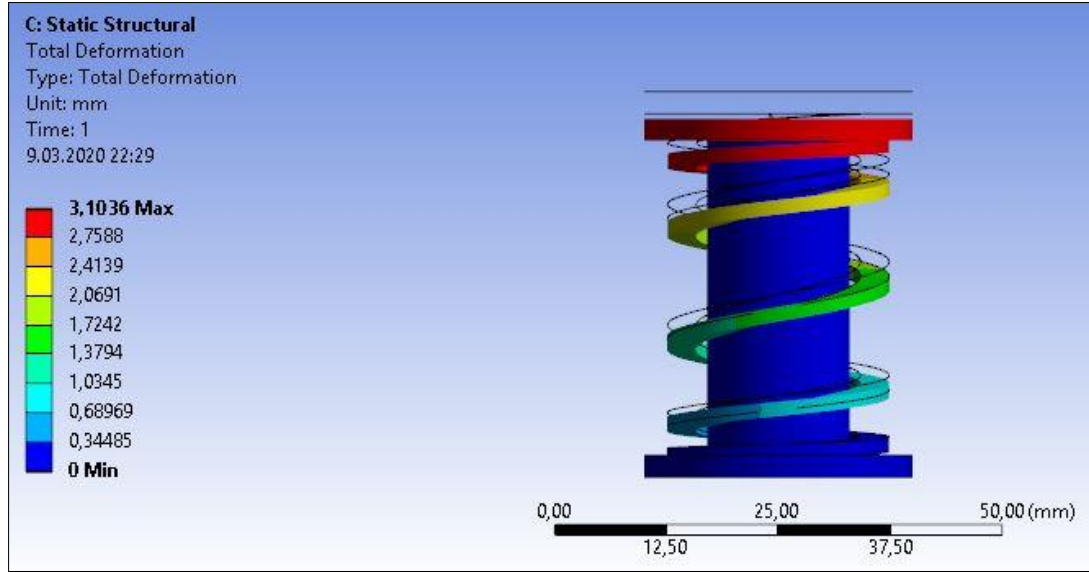
Şekil 3.42. Yatay dikdörtgen kesitli izolatör analiz ağacı

Katı model, geometri modülü üzerinden analiz ağacı içerisine aktarıldıktan sonra mekanik model kısmı düzenlenmiştir. Bu kısımda ilk olarak malzemeler tanımlanmıştır. Bar malzemesi bakır alaşım, tutucu malzemeleri yapısal çelik ve yay malzemesi ASTM A228 çelik olarak atanmıştır. Daha sonra sonlu eleman analizi yapılabilmesi için ağ yapısı oluşturulmuştur. Katı modelin geometrisi süpürme metoduna uygun olduğu için bu metot kullanılmıştır. Ardından yer-değiştirme ve kuvvetlerin düzgün dağılması için ağ yapısı boyutları tanımlanmıştır. Montaj bağlantıları ise tutucu ve yaylar arasında tam bağlı tanımlanırken tutucu ve bar arasında hem tam bağlı hem sürtünmeli alan tanımlanmıştır. Statik analiz ve modal analiz için alt tutucu yüzeyinden sabit destek tanımlanmıştır. Ayrıca yay kısmının burkulmaya maruz kalmaması için yay üzerinde tek yönde serbestlik tanımlanmıştır. Oluşturulan model ve ağ yapısı Şekil 3.43'te görülmektedir.

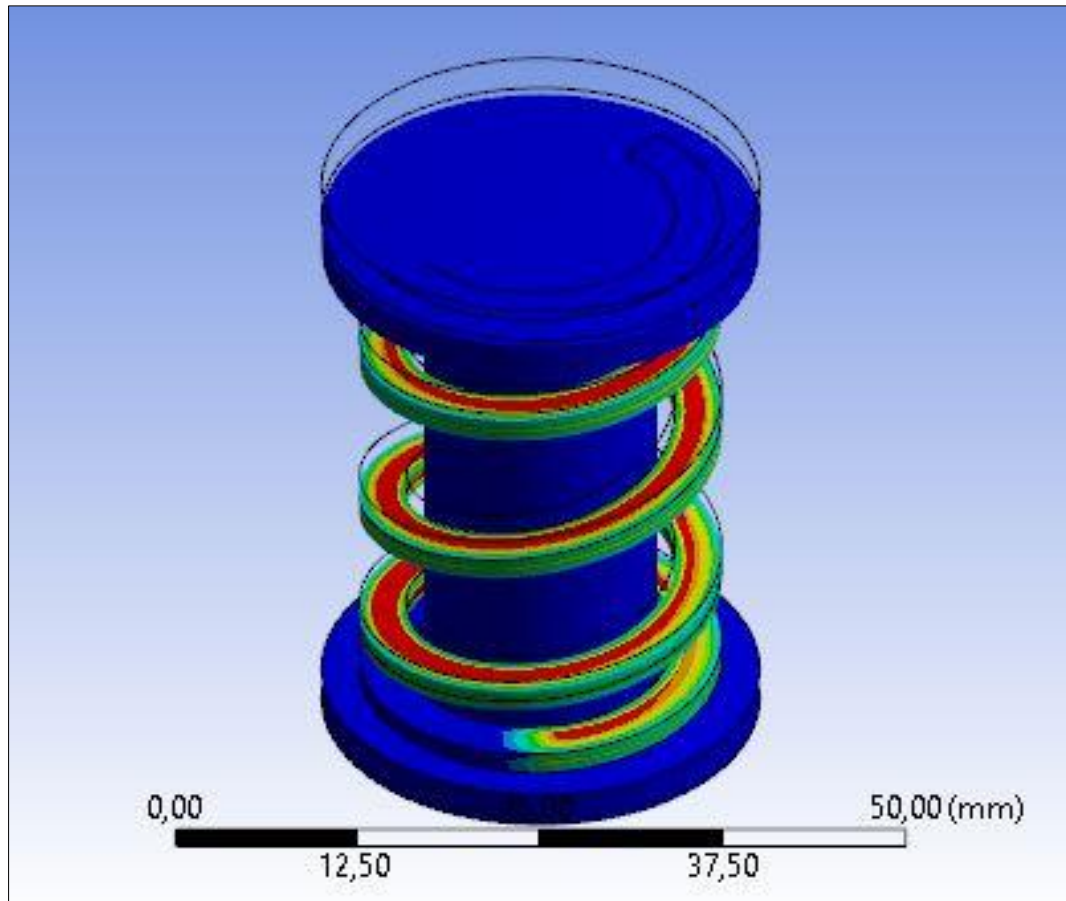


Şekil 3.43. Yatay dikdörtgen kesitli izolatör ağ yapısı

Kısıtlar verildikten sonra 50 N örnek bir kuvvet için çözüm yapılarak ve farklı parametreler için çözümler de elde edilmiştir. Örnek çözümde yer-değiştirme değeri 3,10 mm olarak hesaplanmıştır. Maksimum gerilim ise 309,34 MPa değerlerine kadar çıkmıştır. Gerilim dağılımı incelendiğinde yüksek gerilimlerin yayın orta kısmında ortaya çıktığı görülmektedir. Yer-değiştirme ve gerilim dağılımı Şekil 3.44'te ve Şekil 3.45'te görülmektedir. Modal analiz çözümü incelendiğinde ise serbestlik verilen yönde 129,17 Hz değerinde ilk doğal frekansına ulaşmaktadır. Gerilim değeri 50 N için oldukça yüksek ve akma değerinin çok üzerinde kalmaktadır. Bu nedenle pratikte bu yük ile çalışmak için uygun bulunmamıştır. Diğer değişkenler ile analiz çözüldüğünde ise 20 N değerlerine kadar güvenli bir çalışma sağlamaktadır. Eğer yay boyu kısaltılır veya bar boyu yukarı çıkartılırsa 150 – 160 MPa gerilme maruz kalarak yine akma mukavemetinden aşağıda bir değerde çalışabilmektedir. Buna ek olarak en az yer değiştirme 36,5 mm yay uzunluğuna sahip olan modelde gerçekleşmiştir. Yalnızca 1,502 mm yer-değiştirme hesaplanmıştır. Statik dayanım değerleri içerisinde kalan en düşük frekans ise bar yüksekliğinin 36,5 mm olarak hesaplandığı seçenektir. Gerilim 160,12 MPa olmasına rağmen 129,16 Hz değeri yakalanabilmiştir. Bu verilerde statik dayanım ve düşük doğal frekans değeri aynı hacim içerisinde boyut optimizasyonları ile uygun orana getirilebilmektedir.



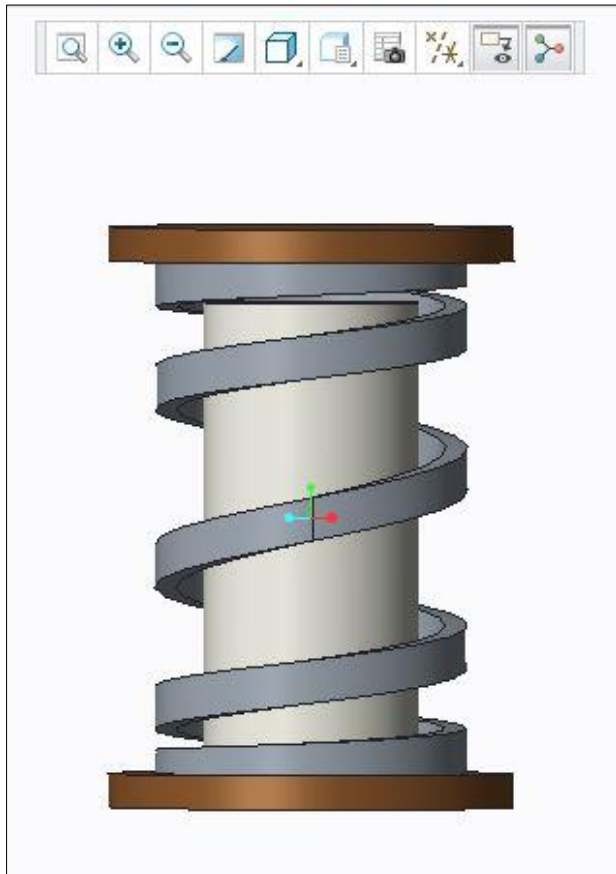
Şekil 3.44. Yatay dikdörtgen kesitli izolator yer-değiştirme



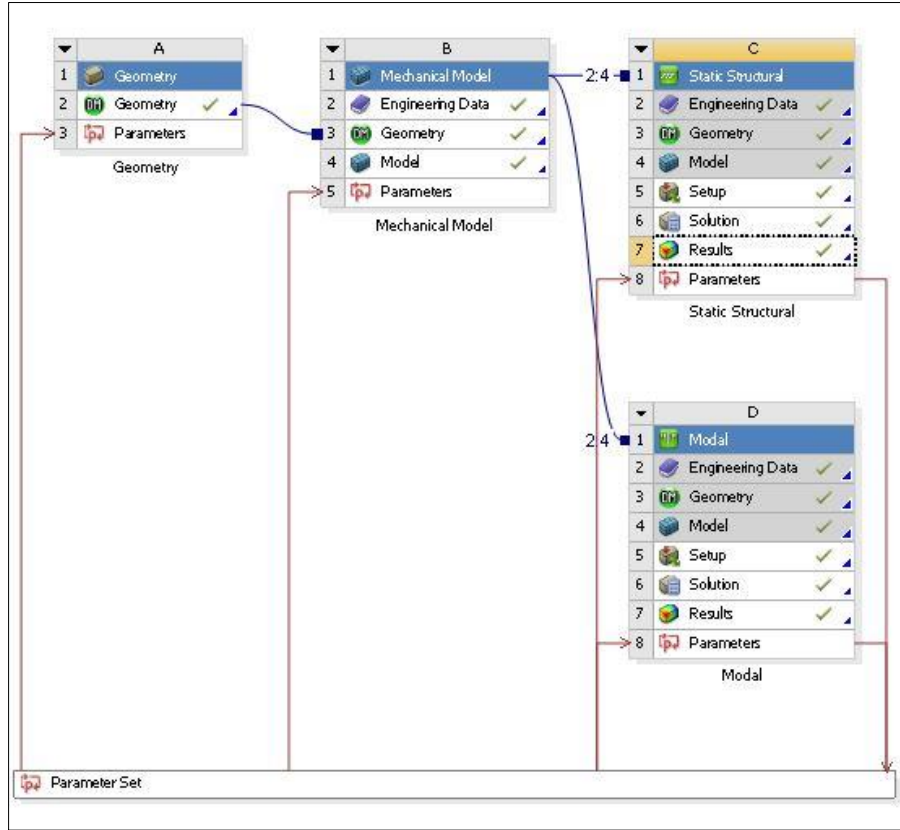
Şekil 3.45. Yatay dikdörtgen kesitli izolator gerilim dağılımı

3.3.4. Dikey dikdörtgen kesitli izolatör

Dikey dikdörtgen kesitli yaya sahip olan izolatörün tasarımı için PTC Creo 3.0 programı kullanılmıştır. İlk olarak katı model oluşturulmuştur. Oluşturulan katı model içerisindeki tutucu ve bar modeli önceki oluşturulan tasarımlarla aynı ölçülere sahiptir. Yay uzunluğu 38,1 mm'dir. Daha sonra analizin yapılacağı ANSYS programında analiz ağacı oluşturulmuştur. Analiz ağacı içerisinde geometrik model, mekanik model, statik analiz ve modal analiz modülleri eklenerek analiz ağacı oluşturulmuştur. Daha sonra tutucu, bar ve yay için malzemeler atanmıştır. Tutucu parça yapısal çelik ve bar bakır alaşım malzeme olarak belirlenmiştir. Dikey dikdörtgen kesitli yay ise ASTM A228 malzemesi özelliklerine sahiptir. Bahsi geçen analiz ağacında geometri kısmına oluşturulan katı model eklenmiştir. Analiz ağacı ve katı modeli Şekil 3.46 ve Şekil 3.47'de görülmektedir.

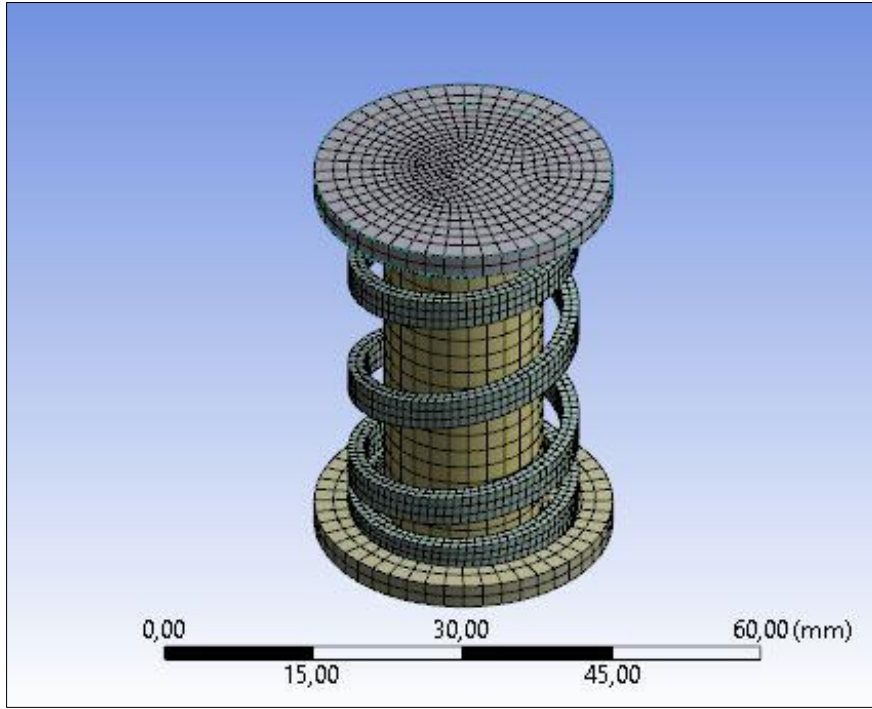


Şekil 3.46. Creo 3.0 ile oluşturulan dikey dikdörtgen kesitli izolatör katı model



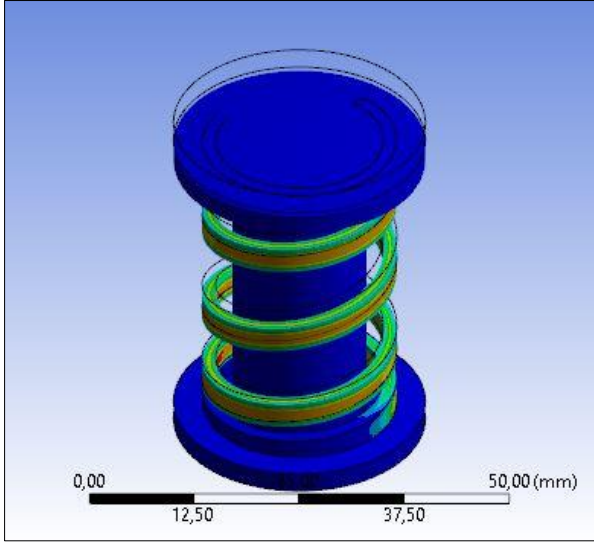
Şekil 3.47. Dikey dikdörtgen kesitli izolatör analiz ağacı

Analiz ağacı içerisindeki geometri modeline katı model yüklendikten sonra mekanik kısıtlar verilmiştir. Mekanik kısıtlar kısmında parçaların birbirileri ile olan bağlantı tipleri tanımlanmıştır. Yay ve tutucu parçalar bağlıdır. Bar ise tutucu parçaya alt kısımda bağlı iken üst kısımda sürtünmeli olarak tanımlanmıştır. Ardından ağ yapısı oluşturulmuştur. Ağ yapısı oluşturulurken katı modelin geometrisi süpürme metoduna uygun olduğu için tüm parçalarda süpürme metodu kullanılmış ve ağ yapısı ölçüsü geometriyi düzgün bölecek şekilde ayarlanmıştır. Mekanik kısıtlar oluşturulduktan sonra statik ve modal analiz için katı model tutucu alt yüzeyinden sabit destek ile sabitlenmiştir. Statik analizde örnek olarak 50 N bir yük uygulanmıştır. Ortaya çıkan model ve ağ yapısı Şekil 3.48’de görülmektedir.

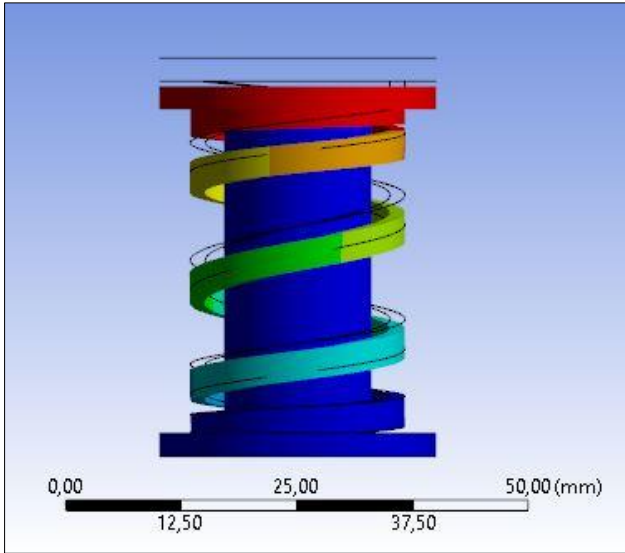


Şekil 3.48. Dikey dikdörtgen kesitli izolatör ağ yapısı

Farklı değişkenlerin etkilerini görmek için değişken kümesi tanımlanarak farklı yay boyu, yay yarıçapı ve kesit boyutlarında çözümler alınmıştır. 50 N için olan örnek çözümde 3,102 mm bir yer-değiştirme ortaya çıkarken 363,88 MPa bir gerilme ortaya çıkmıştır. Modal analiz içerisinde ise 131,62 Hz değeri tasarımın ilk doğal frekansına denk gelmektedir. Bu değerler incelendiğinde gerilme değeri akma değeri üzerinde olduğundan pratikte bu boyutların bu kuvvet aralığında kullanılması mümkün gözükmemektedir. Diğer değişkenler incelendiğinde ise 10 N ve 20 N değerleri için akma değerinden uzakta gerilmeler ortaya çıkmaktadır. Kuvvet değeri sabit iken 36,5 mm bir bar uzunluğu tanımlanırsa gerilme değerleri makul seviyelere gelmektedir. Gerilme değerlerinin kabul edilebilir olduğu aralıklarda doğal frekans en düşük yine 131 Hz değeri etrafındadır. Dikey dikdörtgen kesitli izolatör kuvvet yönü ile paralel olduğu için gerilmeler üst üste binerek yığılmaktadır. Tel kesit boyutunun değişiklikleri gerilimi değiştirebilmekte fakat makul seviyelere kadar çekememektedir. Örnek çözüm için gerilim dağılımı ve yer-değiştirme sonucu aşağıdaki Şekil 3.49'da ve Şekil 3.50'de görülmektedir.



Şekil 3.49. Dikey dikdörtgen izolator gerilim dağılımı

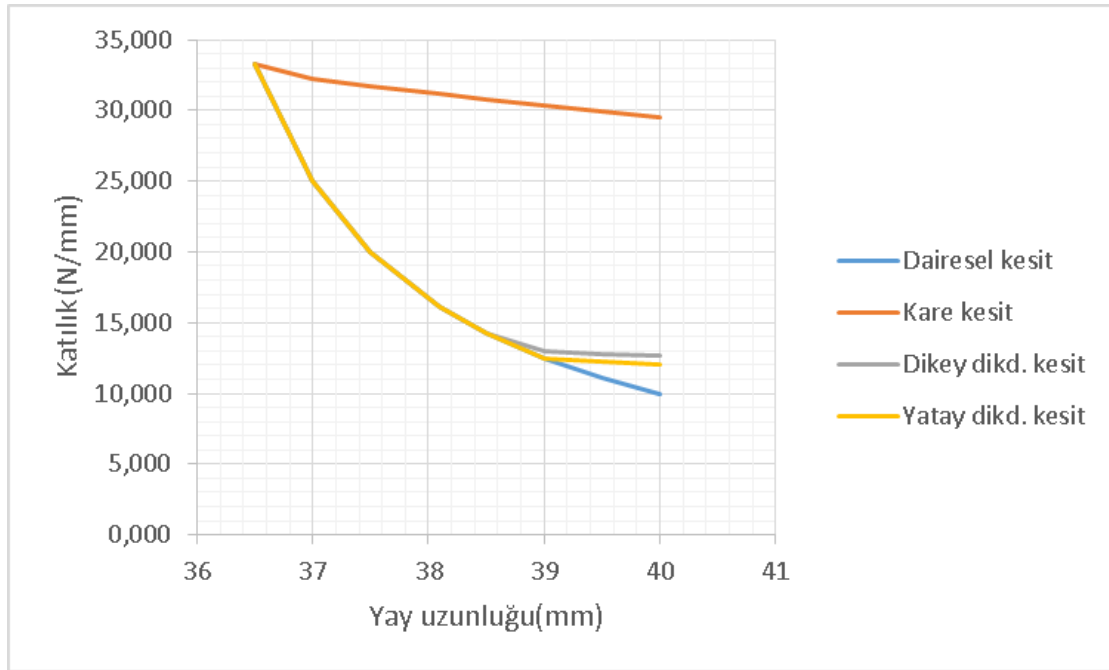


Şekil 3.50. Dikey dikdörtgen izolator yer-değiştirme

3.3.5 Parametre etkilerinin karşılaştırılması

Bu bölümde geometrik model üzerindeki boyut değişimlerinin katılığa olan etkisi incelenmiştir. Farklı kesitlere sahip yaylardan oluşan 4 model üzerindeki boyut değişimlerinin katılığa olan etkisi birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Önceki bölümlerde kesitler ayrı ayrı incelenmiştir. Etkin parametreler seçilerek kendi aralarında kıyaslanmıştır. Yapılan analizlerde yay ve bar boyutlarındaki en etken parametreler yay uzunluğu, yay yarıçapı ve tel çapı olarak gözlemlenmiştir. Bu kısımda incelenen numuneler aynı tutucu boyutları ve aynı bakır bar boyutlarına sahiptir.

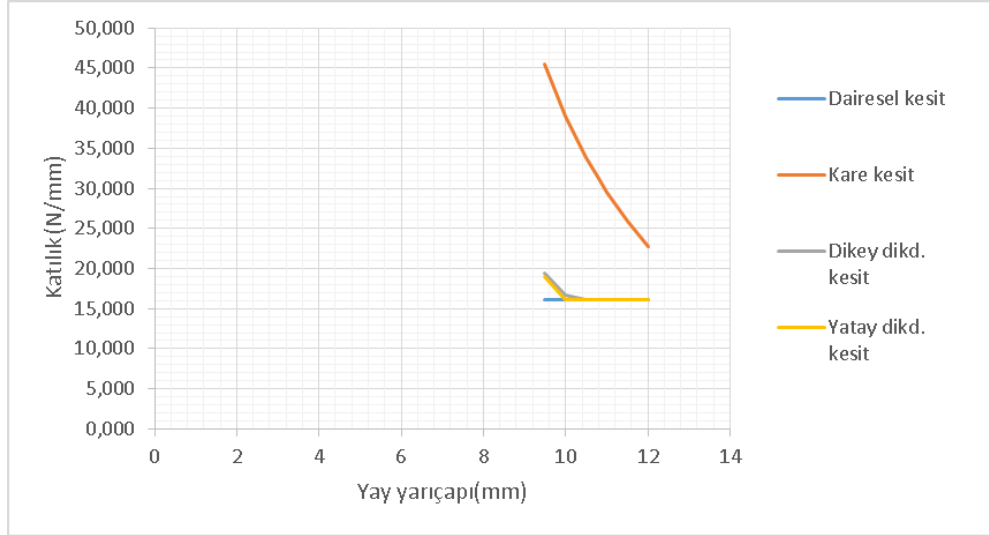
Yay uzunluğu katılığa direkt etki etmiştir. Yay uzunluğundan en çok etkilenen izolator dairesel kesitli olan modeldir. Bu modelde yay uzunluğu 36,5 mm ve 40 mm aralığında azaltılırken yaklaşık 33 N/mm katılıktan 10 N/mm katılığa kadar inmiştir. Değişim esnasında verilen bakır bar sayesinde katılık lineer olmayan şekilde değişmiştir. Yer-değiştirme bar hizasına kadar geldiğinde bir yapıya sahip olan bara geldiğinde daha katı bir davranış sergilemiştir. Bu nedenle katılık değerleri eğrisel olarak değişmiştir. Yalnızca kare kesitli olan izolatörde lineer bir etki gözlemlenmiştir. Bunun sebebi kare kesitli izolator üzerinde gerilimlerin yüksek olması ve yer-değiştirme değerinin bakır bara kadar ulaşamaması olarak gözlemlenmiştir. İki dikdörtgen kesitli izolator modelinde de hemen hemen aynı karakteristik görülmektedir. Yay uzunluğundan dolayı bakır bar ile temas edilmeyen kısma gelindiğinde onlarda da lineer kısım oluşmuştur. Belirtilen tasarımda lineer etki değiştirilmek istenildiğinde yay uzunluğu ve bakır bar boyu boyutlarının etkin olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Yay uzunluğunun izolator üzerindeki katılık etkisi Şekil 3.51’de grafikte gösterilmiştir.



Şekil 3.51. İzolator yay uzunluğu katılığa etkisi

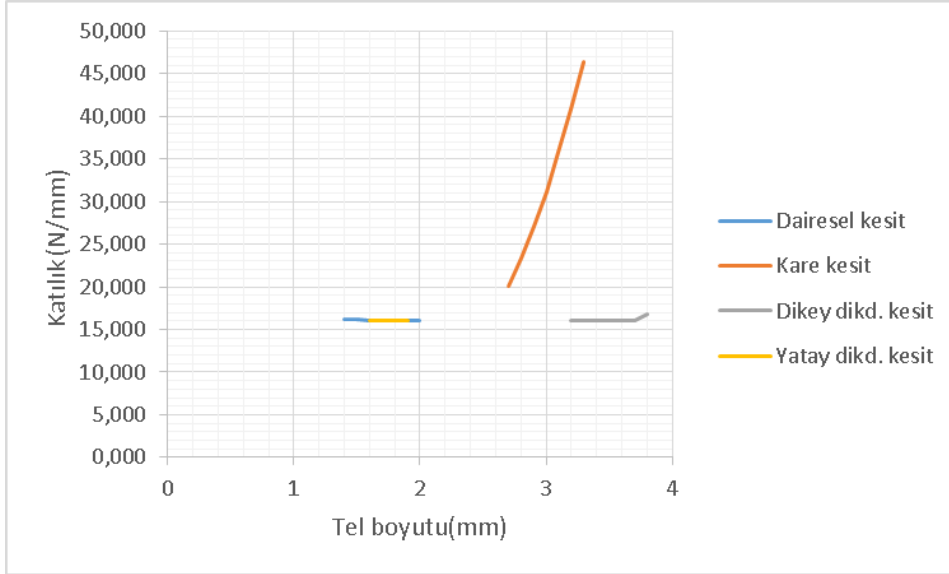
Daha sonra 4 farklı numune yay yarıçapları açısından karşılaştırılmıştır. Bu kısımda en değişken davranışı kare kesitli olan izolator tasarımı olmuştur. Yay yarıçapında 3 mm bir değişim ile 45 N/mm’den 25 N/mm’den daha aşağı bir düşüş yaşamıştır. Dikey ve yatay dikdörtgen kesit izolatorlar incelendiğinde benzer bir karakter göstermiştir. Belli kısma

kadar eğrisel belli 10 mm çaptan sonra lineer hareket etmiştir. Dairesel kesitli izolator modeli diğerleri ile karşılaştırıldığında neredeyse değişiklik gözlemlenmemiştir. Değişim çok küçük seviyelerde ve eğilim olarak bakıldığında lineer bir davranış göstermektedir. Bahsi geçen veriler Şekil 3.52’de gösterilmiştir.



Şekil 3.52. İzolatör yay yarıçapı katılığa etkisi

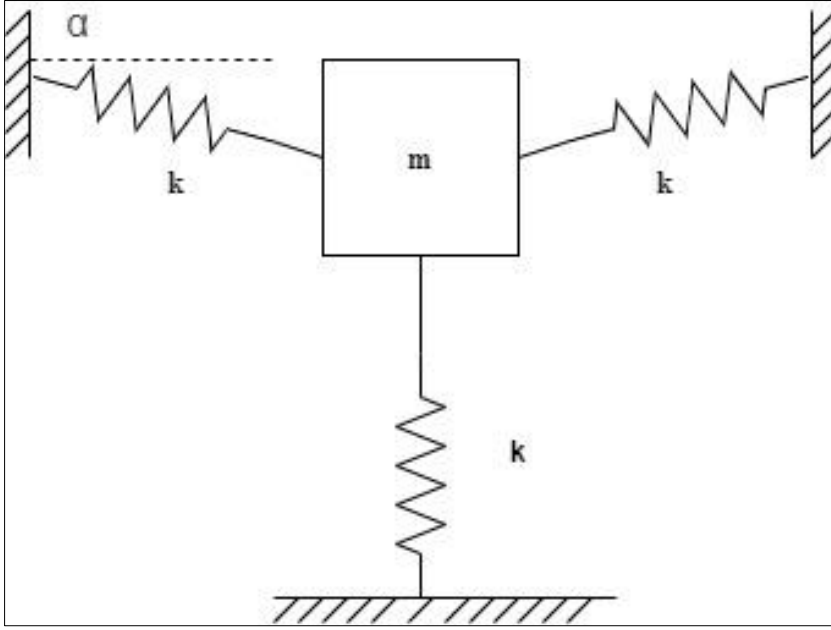
Son olarak tel kesitindeki boyutlar incelenmiştir. Bu bölümde kare kesit yine diğer numunelere göre daha değişken bir davranıştaadır. Tel üzerindeki kesit boyutundaki 1 mm’lik bir değişim katılık üzerinde 20 N/mm’den 45 N/mm’nin üzerinde bir değere kadar ulaşmıştır. Diğer 3 numune incelendiğinde tel boyutlarının izolator üzerindeki katılıkta kare kesite göre aşırı bir değişim göstermediği sonucuna ulaşılmıştır. Numunelerde bulunan değişimlerin lineer bir eğilimde olduğu görülmektedir. Aşağıdaki Şekil 3.53’te değişimlerin hesaplamaları grafikte görülmektedir.



Şekil 3.53. İzolatör tel boyu katılığa etkisi

3.4. Statik Yüksek Dinamik Düşük Katılık İzolatör Modeli

İzolatör tasarımındaki temel amaç mekanik yapıyı maruz kaldığı titreşimlerden korumaktır. Mekanik titreşimlerin etkisiyle sistem içerisindeki parçaların yorulmadan veya çatlaktan kaynaklı kopmalar yaşamasını engellemektir. İzolatörün bu görevini yerine getirebilmesi için mekanik sistemden önce doğal frekansta rezonansa girmesidir. Bu sayede rezonanstaki sonradan sönüm etkisi başlamaktadır. Doğal frekansının düşük olması izolatörün sönümlemeye başlayacağı noktayı belirlemektedir. Ancak (2.7)'de gösterilen denklemde görüldüğü üzere doğal frekansı aşağı çekmek için kütlenin artırılması veya katılığın düşürülmesi gerekmektedir. Katılığın düşmesi durumu yapıyı statik dayanım açısından dezavantajlı hale getirmektedir. Önceki bölümlerde yapılan analizlerde de görüldüğü gibi helis biçimindeki yayların katılık değerleri lineer bir şekilde değişmektedir. Geometrik boyutlarla katılık değeri azaltılabilmekte veya yükseltilebilmektedir. Bu durumda örneğin katılık değeri düşürülüp doğal frekans aşağı çekilmek istenildiğinde yapı üzerindeki gerilme dağılımlarının yapıyı olumsuz etkilediği görülmektedir. Ayrıca yay kuvvet denklemi incelendiğinde katılık değerinin azalmasının yer-değiştirmeyi artırdığı sonucu da çıkarılabilir. Statik yüksek dinamik düşük katılık sistemler (SYDDK), sistemler bu konuda dinamik durumda farklı statik durumda farklı davranış göstererek sorunu ortadan kaldırmaktadır. Basit bir kütle yay sisteminin ele alındığında statik durumdaki yer-değiştirme aşağıdaki formüllere bağlı olarak gerçekleşir. Aşağıda basit kütle yay sisteminin uygulanan model Şekil 3.54'te görülmektedir.

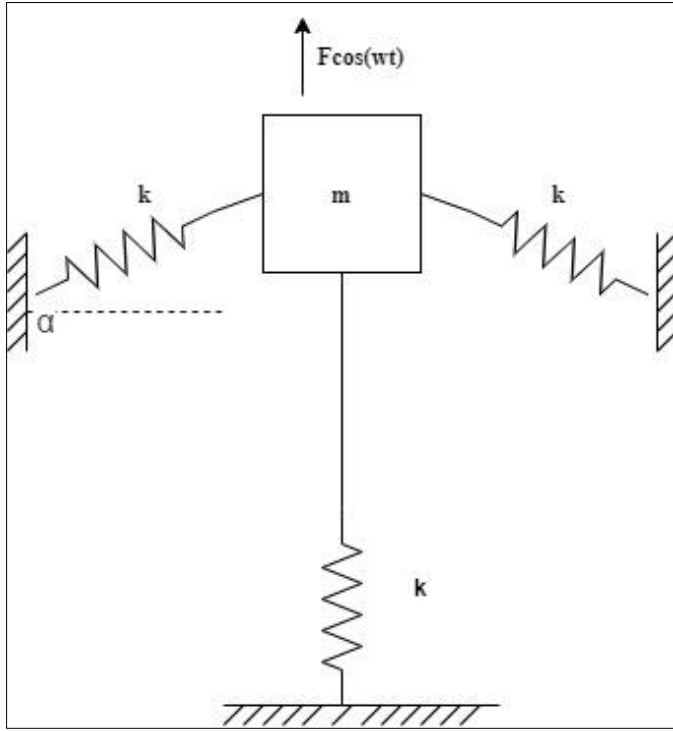


Şekil 3.54. Kütle yay statik konum

Küçük yer-değiştirmeler yaptığı varsayılırsa ve harekete bağlı açı “ α ” olarak tanımlanırsa yukarıdaki sistem için serbest cisim diyagramına bağlı kuvvet eşitlikleri aşağıdaki (3.1) gibi olmaktadır. Ayrıca yayların gerilmeden önceki boyutu “ l_0 ” gerilim sonrası fark boyut “ x ” olarak tanımlanmıştır.

$$mg = kx + 2k \left(\frac{x}{\sin \alpha} - l_0 \right) \sin \alpha \quad (3.1)$$

Yatay eksendeki yay kuvvetleri birbirine eşit olduğundan eşdeğer kuvvet sıfırdır. Ancak dikey yönde görüldüğü üzere katılık değeri olmasına rağmen destek kuvvetler yer-değiştirmeden dolayı değişken olarak etki etmektedir. Dinamik durumda zorlanmış titreşim için Şekil 3.55’teki model düşünüldüğünde ise durum aşağıdaki gibidir.



Şekil 3.55. Zorlanmış titreşim kütle yay-modeli

Zorlanmış titreşim hareketinde örnek olarak yukarı yönlü bir zorlanma verildiğinde yan taraflarda bulunan destek yaylar statik dayanım konusunda katıda bulunurken dinamik durumda paralel veya seri yerleştirildikleri durumdaki etki söz konusu değildir. Buna bağlı olarak hareket denklemi aşağıda (3.2)'de belirtilmiştir.

$$F \cos \omega t = m \ddot{x} + kx + 2k \left(\frac{x}{\sin \alpha} - l_0 \right) \sin \alpha \quad (3.2)$$

Statik yüksek dinamik düşük katılık kavramı kullanılarak önceki bölümlerde oluşturulan izolatörlerden modeller oluşturulmuştur. Yaklaşık 200 gram kütleyle sahip bir cismi titreşimden izole edileceği varsayılmıştır. Analizlerdeki yay veya izolatör boyutları genellikle elektronik kart veya bileşenleri titreşimden korumak amacı ile kullanılmaktadır. Yapılan tekli statik ve modal analizler arasından dikey dikdörtgen ve kare kesitli yay sahip olan tasarımlar gerilim dağılımlarının oldukça yüksek olmasından ve doğal frekansları üst seviyelerde olduğundan dolayı elenmiştir. Geriye kalan dairesel ve yatay dikdörtgen kesitli yaylara sahip olan izolatörler bir sonraki aşamada performansları incelenmek üzere seçilmiştir. Statik yüksek dinamik düşük katılık konsepti için seçilen modeller farklı kombinasyonlarda montaj haline getirilerek model oluşturulmuştur. Farklı montaj durumlarına farklı isimler verilerek analizler yapılmıştır. Bu isimler şöyledir:

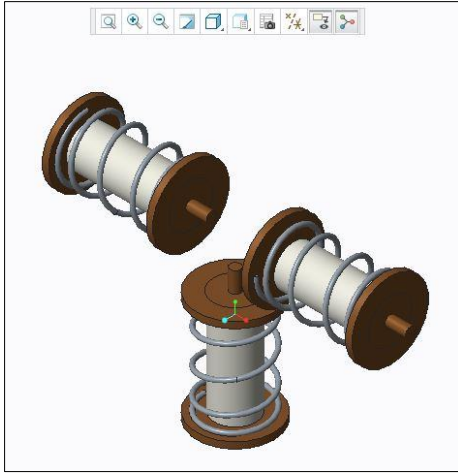
3 Dairesel kesitli izolatör: 3H

3 Yatay dikdörtgen kesitli izolatör: 3R

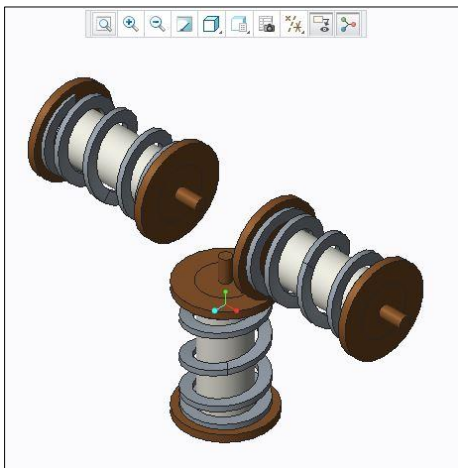
2 Dairesel kesitli izolatör, 1 Yatay dikd. Kesitli izolatör: 2H – 1R

2 Yatay dikd. Kesitli izolatör, 1 Dairesel kesitli izolatör: 2R – 1R

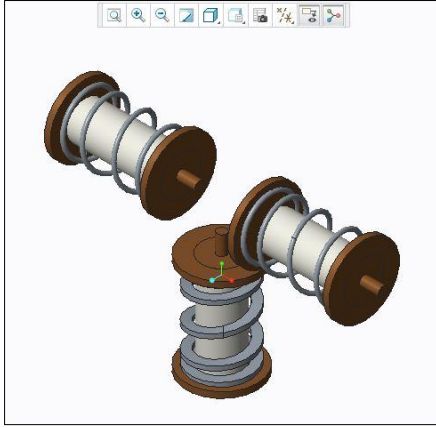
Oluşturulan modeller ilk olarak PTC Creo içerisinde tasarlanarak hizalanmıştır. Ardından yapılacak olan analizin gerçekçi sonuçlara daha yakın olması için montaj yüzeyleri üzerinde cıvata basma yüzeyleri tanımlanmıştır. Tasarlanmış olan izolatörlerin Creo 3.0 programında çizilen katı modelleri Şekil 3.56, Şekil 3.57, Şekil 3.58 ve Şekil 3.59’da gösterilmiştir.



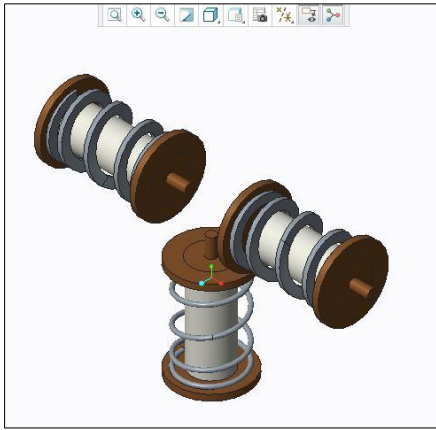
Şekil 3.56. Tasarlanan 3 dairesel kesitli izolatör: 3H



Şekil 3.57. Tasarlanan 3 yatay dikdörtgen kesitli izolatör: 3R

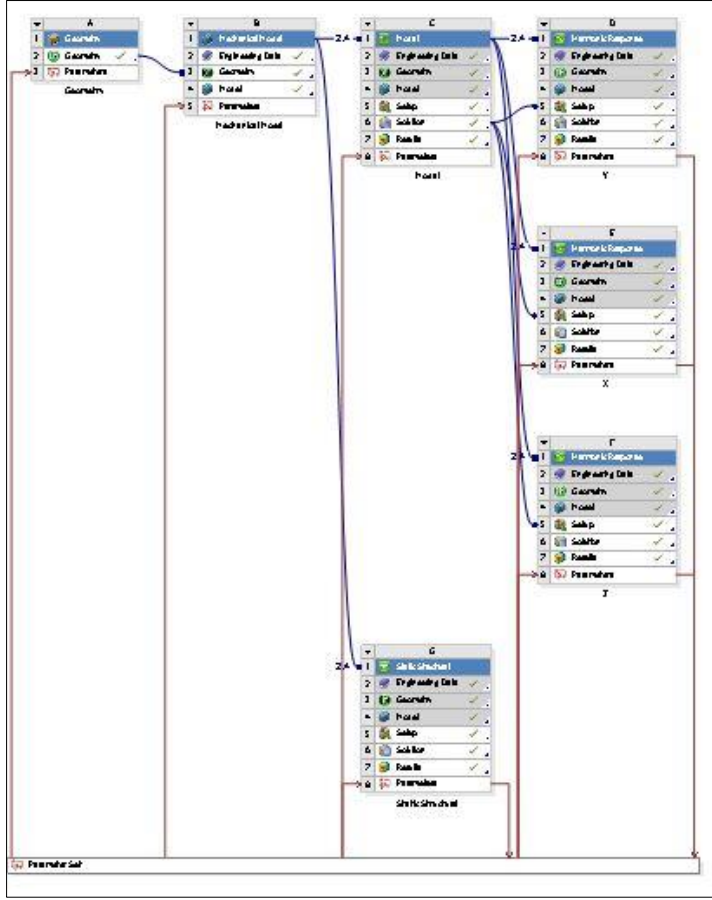


Şekil 3.58. Tasarlanan 2 dairesel kesikli izolator, 1 yatay dikd. kesitli izolator: 2 H- 1R



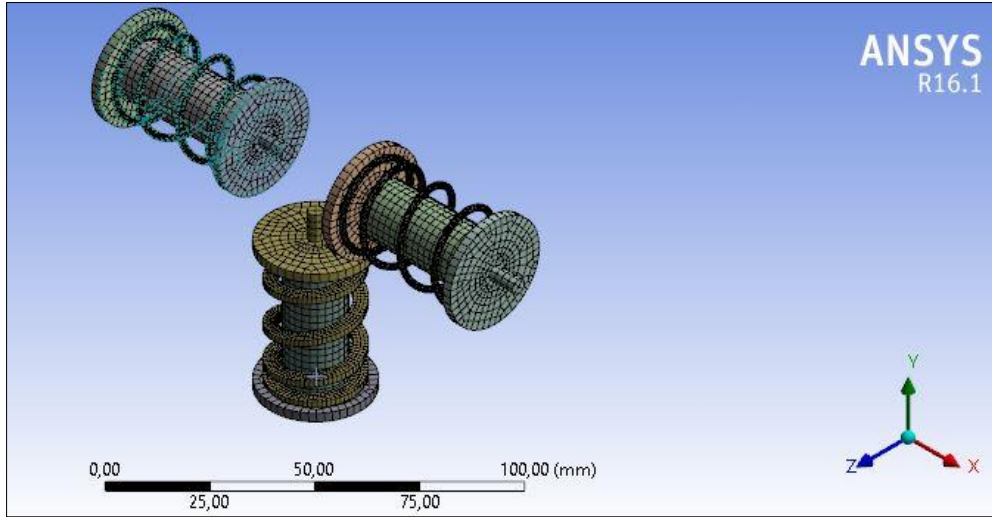
Şekil 3.59. Tasarlanan 2 yatay dikd. kesitli izolator, 1 dairesel kesitli izolator: 2R - 1R

Ardından ANSYS programı üzerinden analiz ağacı kurulmuştur. Katı modellerin analize aktarılması için geometri modülü ve mekanik kısıtlar için mekanik modül oluşturulmuştur. İzolator performansı için doğal frekans hesaplaması için modal analiz eklenmiştir. Daha sonra bu konuda bir başka performans kriteri olan iletkenlik hesaplaması için her eksen için harmonik analiz modülleri oluşturulmuştur. Ayrıca statik durumdaki dayanımın belirlenmesi için de statik analiz modülü eklenmiştir. Farklı değişkenlerin denenebilmesi için değişkenler kümesi de tanımlanmıştır. Ortaya çıkan analiz ağacı Şekil 3.60'ta gösterilmiştir.



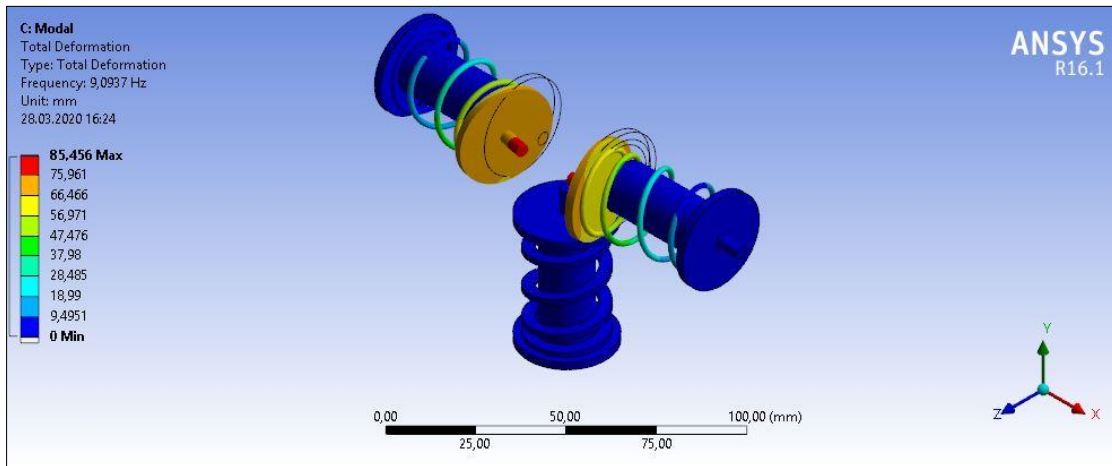
Şekil 3.60. İzolatör montajı analiz ağacı

Analiz ağacı oluşturulduktan sonra katı model aktarılacak değişken seçenekler tanımlanır. Mekanik modül üzerinden montaj içerisindeki malzemeler seçilir. Bu kısımda malzeme olarak bar parçası bakır, tutucular yapısal çelik ve yaylar ASTM A228 yay çeliği olarak belirlenmiştir. İzolatörlerin kesişim noktasında yük olarak tanımlanacak 200 gram koordinat sistemine nokta kütle olarak tanımlanır. Ardından yaylar ve tutucu arasında tam bağlı, bar ve alt tutucu arasında tam bağlı bağlantı tipi tanımlanır. Bakır bar parçasının yaylar ile arasında sürtünmeli bağlantı tanımlanır. Ayrıca bakır bar ve üst tutucu arasında da sürtünmeli bağlantı tipi tanımlanır. Nokta kütle olarak tanımlanan yük, üst bağlantı yüzeylerinden tutturulur. Alt bağlantı yüzeyleri ise sabit bağlantı olarak tanımlanır. Sonlu eleman analizinin yapılabilmesi için ağ yapısı oluşturulmuştur. Ağ yapısı oluşturulurken süpürme metodunun uygun olduğu dikdörtgen kesitli yay, tutucu veya bakır bar gibi geometrilere süpürme metodu ile ağ yapısı oluşturulmuştur. Ayrıca ağ yapısı boşlukları geometrinin düzenli bölünmesi ve hareket durumunda gerçek eğilime en yakın biçimde olması istenilerek belirlenmiştir. 2H-1R modeli için oluşturulan örnek mekanik kısıt, ağ yapısı ve eksen takımı Şekil 3.61'de gösterilmiştir.

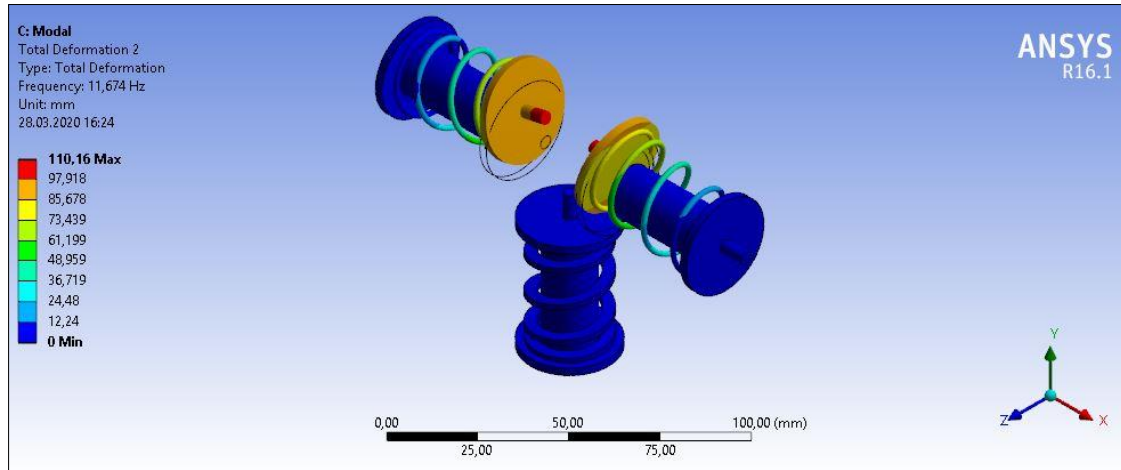


Şekil 3.61. 2H-1R ağ yapısı ve eksen takımı

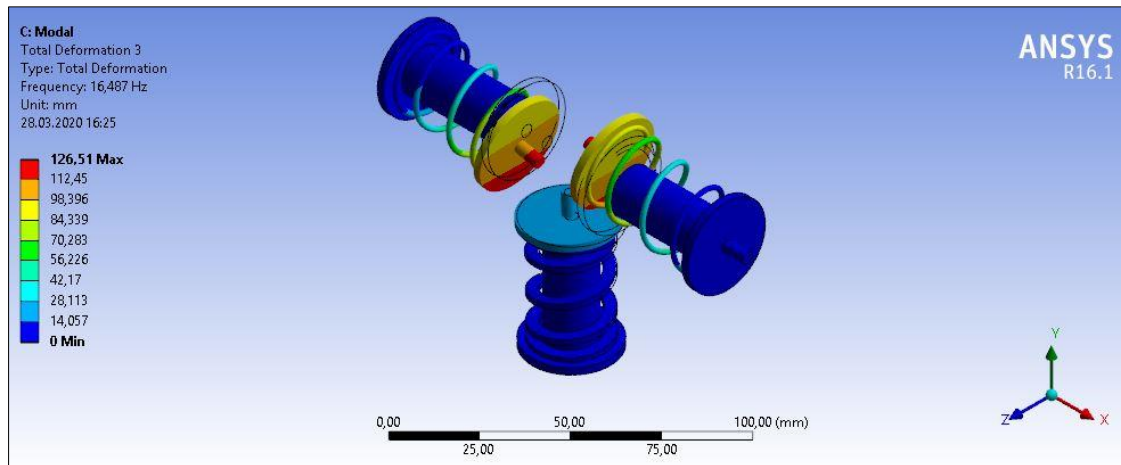
Mekanik kısıtlar tamamlandıktan sonra ilk olarak modal analiz çözümü gerçekleştirilmiştir. Bahsi geçen 4 montaj tipi içinde modal analizler gerçekleştirilmiştir. Modal analiz sonucunda tüm izolatörler ilk doğal frekansa Z ekseninde girmektedir. Diğer doğal frekanslar ise yine Y ve Z eksenlerinde öteleme olarak görülmüştür. Örnek 2H-1R modelinin farklı modlardaki doğal frekansların hareket eğilimi aşağıdaki şekillerde gösterilmektedir.



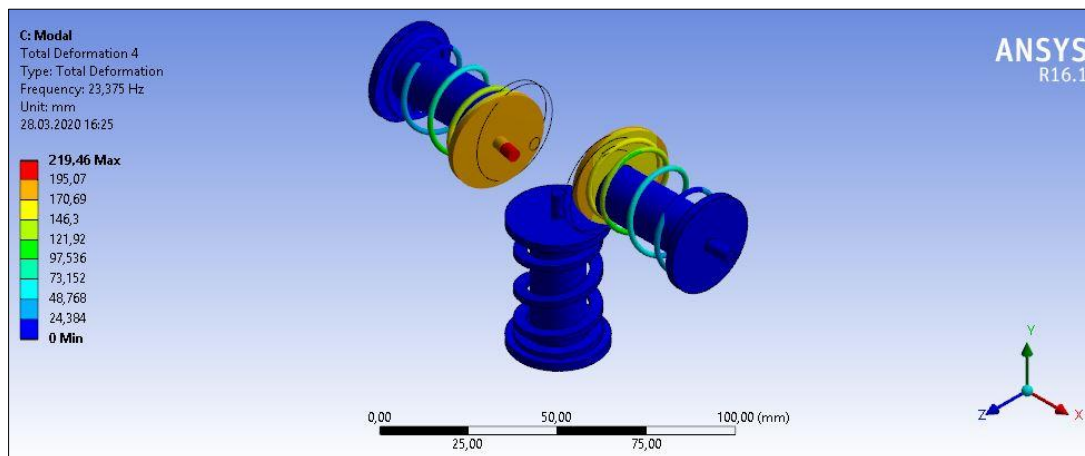
Şekil 3.62. 2H-1R 1. Mod



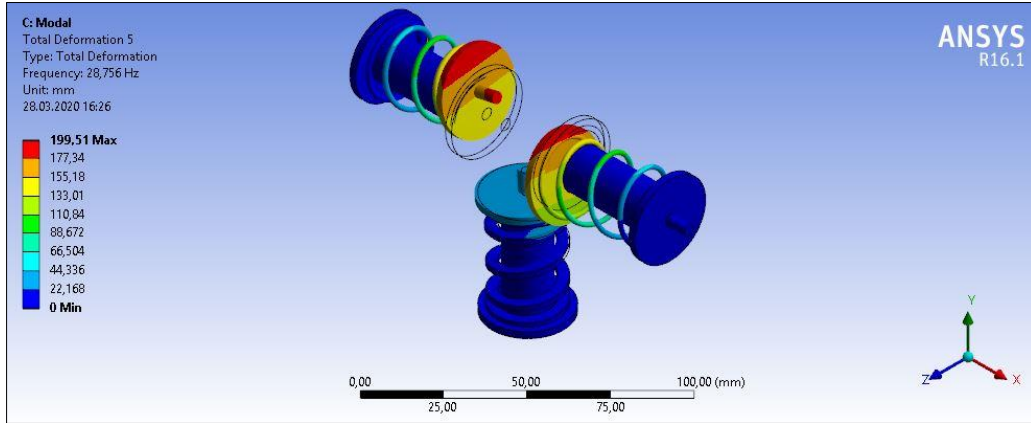
Şekil 3.63. 2H-1R 2. Mod



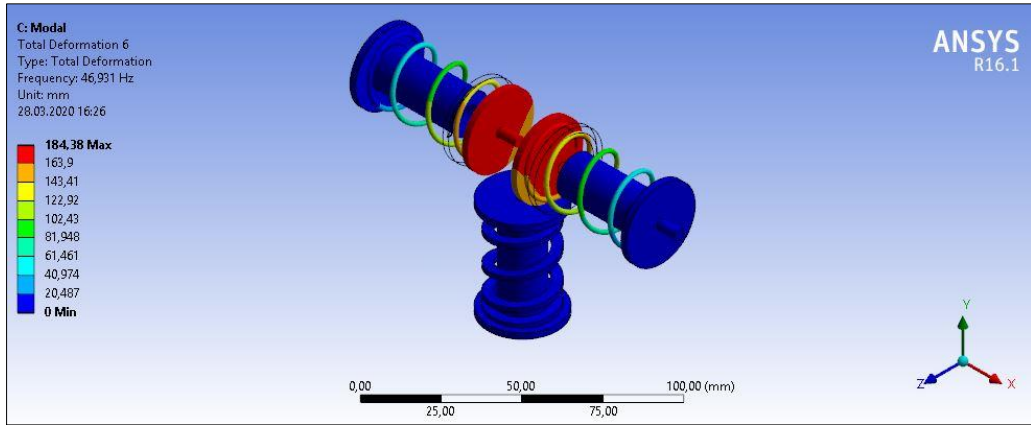
Şekil 3.64. 2H-1R 3. Mod



Şekil 3.65. 2H-1R 4. Mod



Şekil 3.66. 2H-1R 5. Mod



Şekil 3.67. 2H-1R 6. Mod

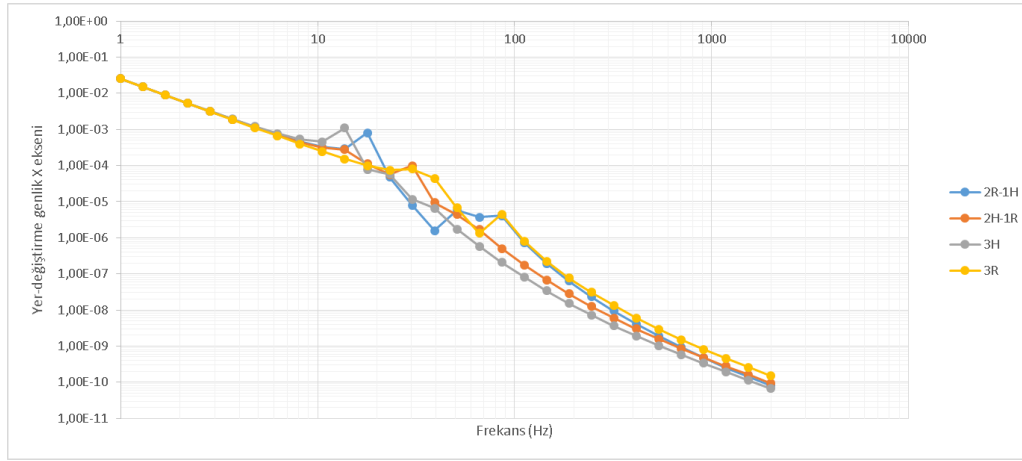
Diğer analizi gerçekleştirilen 4 farklı kombinasyondaki izolator montajlarının modal analiz sonuçları Çizelge 3.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1. Farklı izolator montajları ilk doğal frekans sonuçları

	X eksen frekansı (Hz)	Y eksen frekansı (Hz)	Z eksen frekansı (Hz)
2R-1H	17,87	23,224	17,87
2H-1R	13,749	10,579	8,1401
3H	13,749	10,579	8,1401
3R	30,184	23,224	23,224

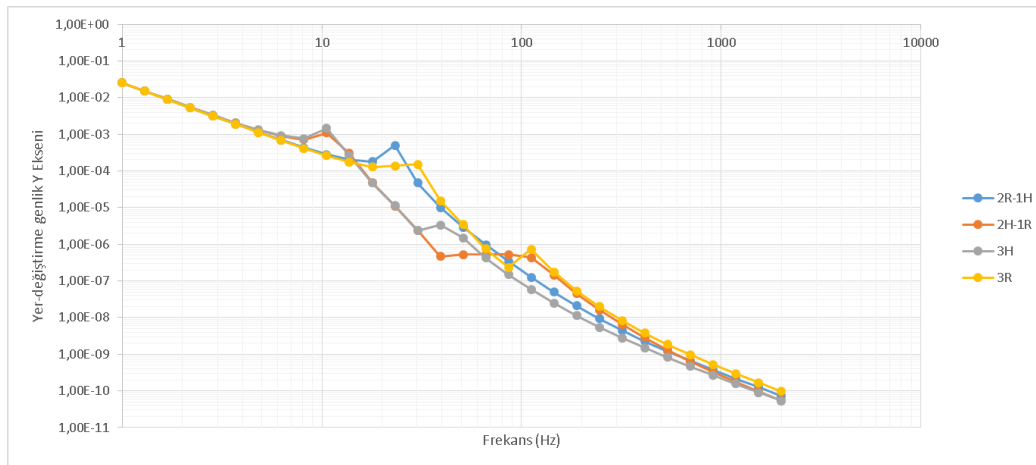
Modal analiz sonuçları tamamlandıktan sonra tasarımı yapılan modeller için harmonik analizler gerçekleştirilmiştir. Bu kısımda yine bağlantılar ve malzemeler aynı şekilde tanımlanmıştır. Buna ek olarak zemin zorlamalı birim ivme tanımlanmıştır. Bu kısımda verilen ivmenin frekans aralığı hava platformları testlerinde uygulanan genel zorlanma

aralığı olan 5 Hz ve 2000 Hz arası olarak tanımlanmıştır. Buradaki esas amaç zeminden gelecek olan zorlanmanın ivme değerinin, tanımlanan nokta kütle üzerine aktarımını hesaplamaktır. Nokta kütle üzerindeki ivme frekans cevabı ölçülmüştür. Aynı zamanda nokta kütle üzerinden frekansa bağlı yer-değiştirme ölçümü de yapılmıştır. Uygulanan analizlerin frekansa bağlı yer-değiştirme sonuçları aşağıdaki Şekil 3.68, Şekil 3.69, ve Şekil 3.70'de gösterilmektedir.



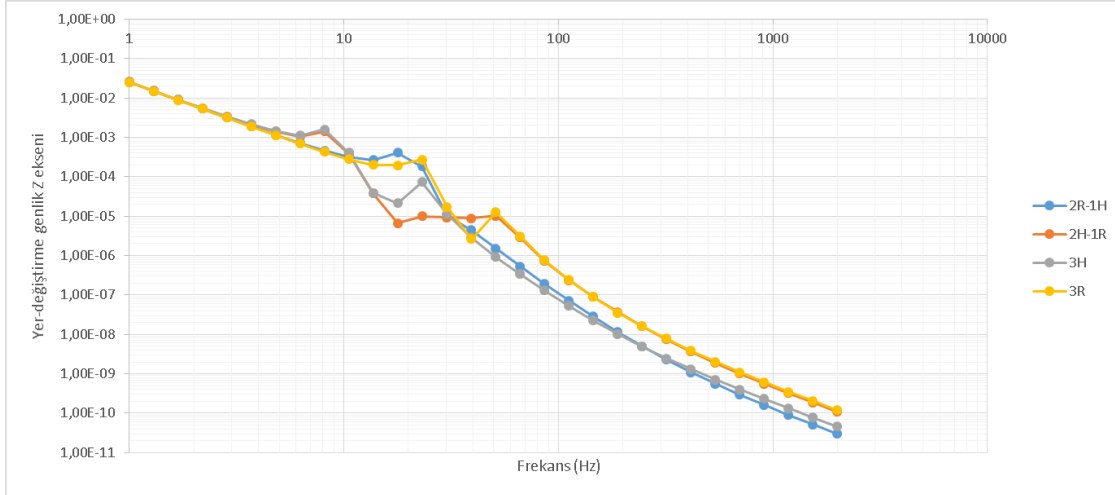
Şekil 3.68. X eksen yer-değiştirme frekans cevabı sonuçları

Grafikte görüldüğü üzere doğal frekans düzeyine gelindiğinde genlikler yükselmektedir. Daha sonrasında ise sürekli bir düşüş eğilimi içerisinde. X eksen özelinde incelendiğinde en iyi performans 3H modeline aittir. Onun ardından ise 2R-1H modeline aittir.



Şekil 3.69. Y eksen yer-değiştirme frekans cevabı sonuçları

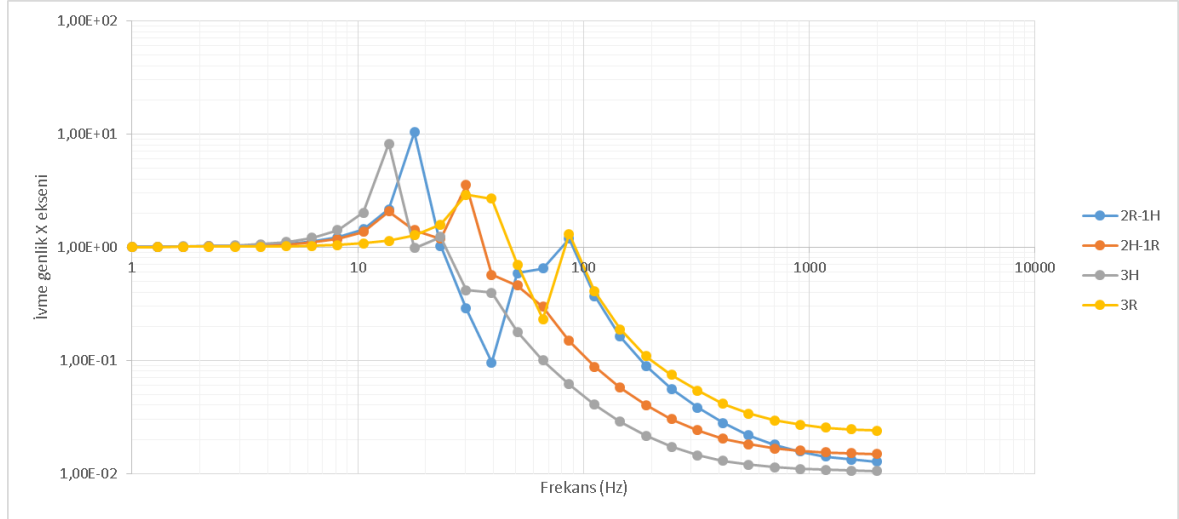
Yukarıdaki grafikte görüldüğü gibi doğal frekans değerlerinde frekans cevabında genlik artmaktadır. Y eksenini sonuçları incelendiğinde performans olarak 3H modeli ve 2H-1R modeli ilk etapta doğal frekansa girmektedir. Ancak 2H-1R modeli doğal frekansı içerisinde genlik olarak daha az bir değere sahiptir.



Şekil 3.70. Z eksenini yer-değiştirme frekans cevabı sonuçları

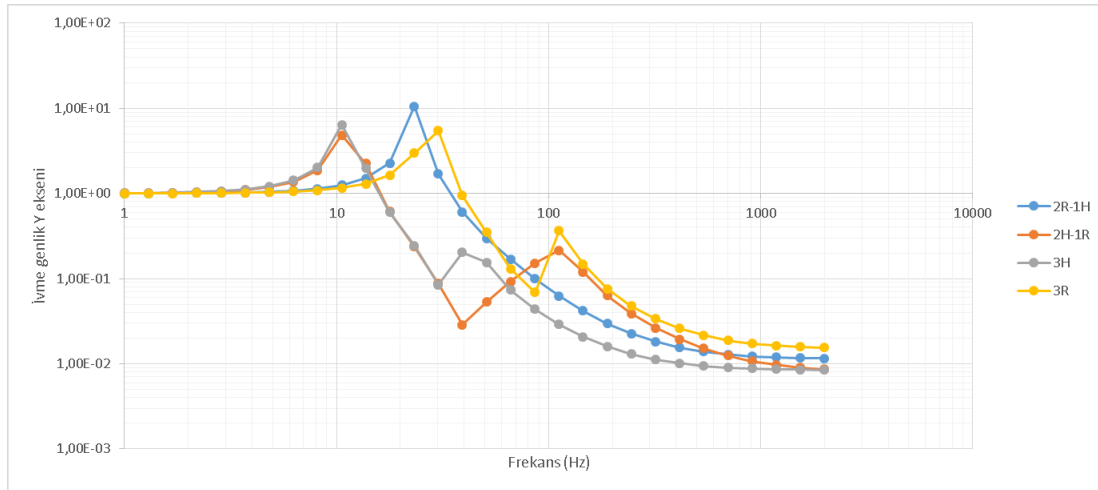
Grafikte görüldüğü üzere Z ekseninde izolatör modeli 10 Hz altında doğal frekansa rastlamıştır. Bu kısımda Y eksenine benzer eğilimler söz konusudur. 3H ve 2H-1R modelleri diğerlerinden daha önceki frekanslarda doğal frekansa girmektedir. İlerleyen frekanslar takip edildiğinde 3H modeli 2H-1R modeline göre daha alt değerlere ulaşabilmektedir.

Tüm grafikler incelendiğinde en kötü performansın 3R modeli olduğu gözlemlenmiştir. Gelen girdi olarak ivme kullanıldığından ötürü seçim için esas belirleyici unsur ivme frekans cevabı olmuştur. İvme frekans cevabı sonuçları değerlendirilirken girdi olarak birim ivme kullanıldığından sonuç içerisindeki yükseltme miktarı ve sönüm miktarı net bir şekilde ortaya çıkmıştır. İvme frekans cevabı sonuçları farklı eksenler için Şekil 3.71, Şekil 3.72 ve Şekil 3.73'de gösterilmiştir.



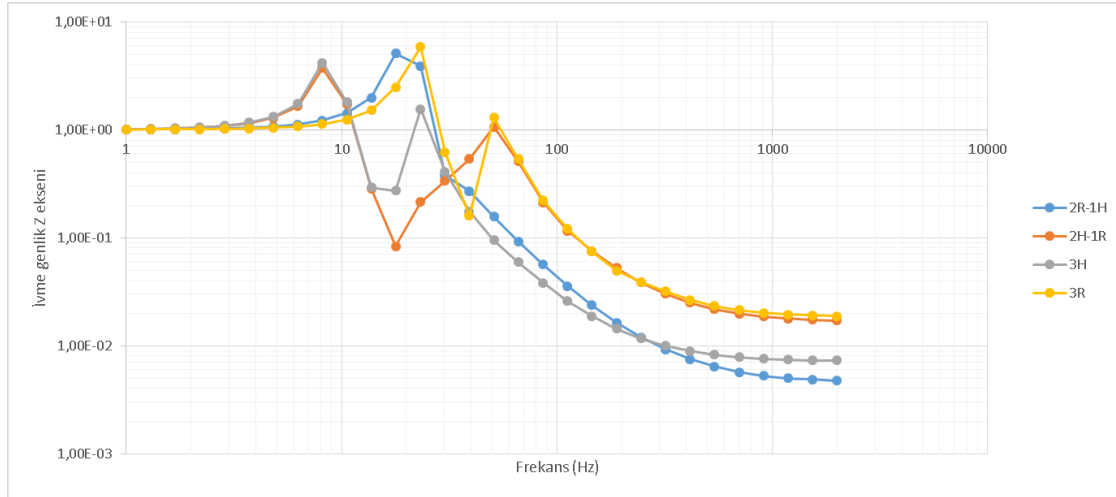
Şekil 3.71. İvme frekans cevabı sonuçları X eksenini

X eksenini sonuçları incelendiğinde ilk iki sırada sönüme başlayan izolatör modeli 3H ve 2H-1R modeli olmuştur. X eksenini için 10 Hz değerinden hemen sonra sönümlemeye başlamıştır. 2H-1R modeli 30 Hz civarlarında tekrar doğal frekansa girmektedir. 3H modeli incelendiğinde sönüm performansı oldukça yüksektir. 2R-1H ve 3R modeli incelendiğinde X eksenini için diğerlerine göre oldukça ileri frekanslarda sönümlemeye başlamaktadır. Özellikler 2R-1H modeli karakteristiği oldukça düzensiz seyretmektedir.



Şekil 3.72. İvme frekans cevabı sonuçları Y eksenini

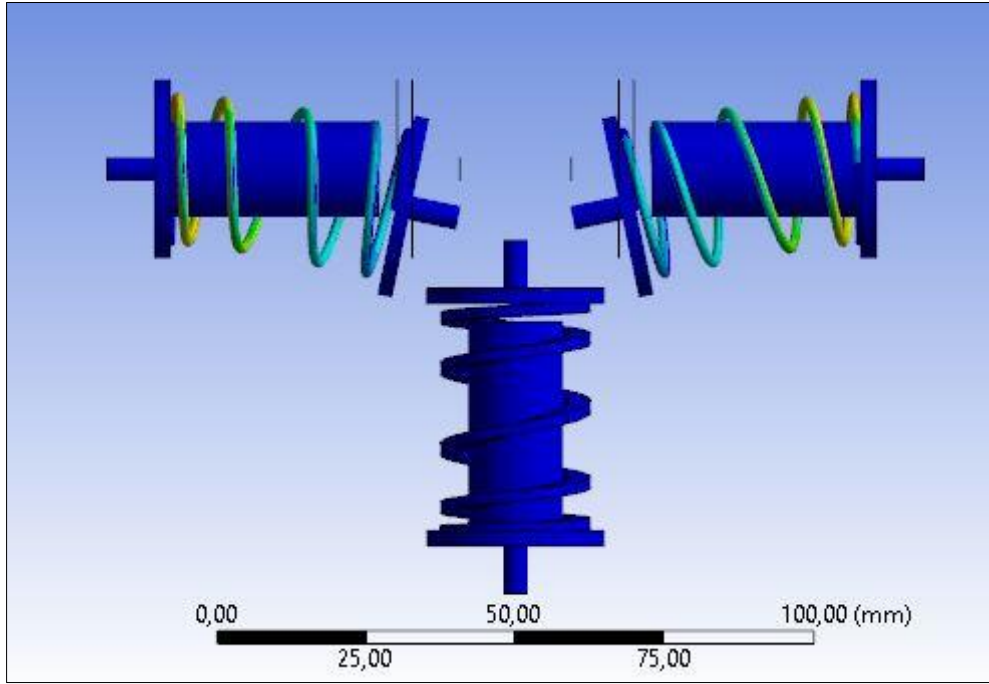
Y eksenini sonuçları incelendiğinde 3H ve 2H-1R modeli 10 Hz değerinden hemen sonra doğal frekansa girmektedir. 2H-1R modeli diğerine göre kendi doğal frekansında daha az yükseltme etkisi göstermektedir. 2R-1H modeli ise hem frekans olarak ileride doğal frekansa girmekte ve doğal frekans esnasında en büyük yükseltme oranına sahiptir.



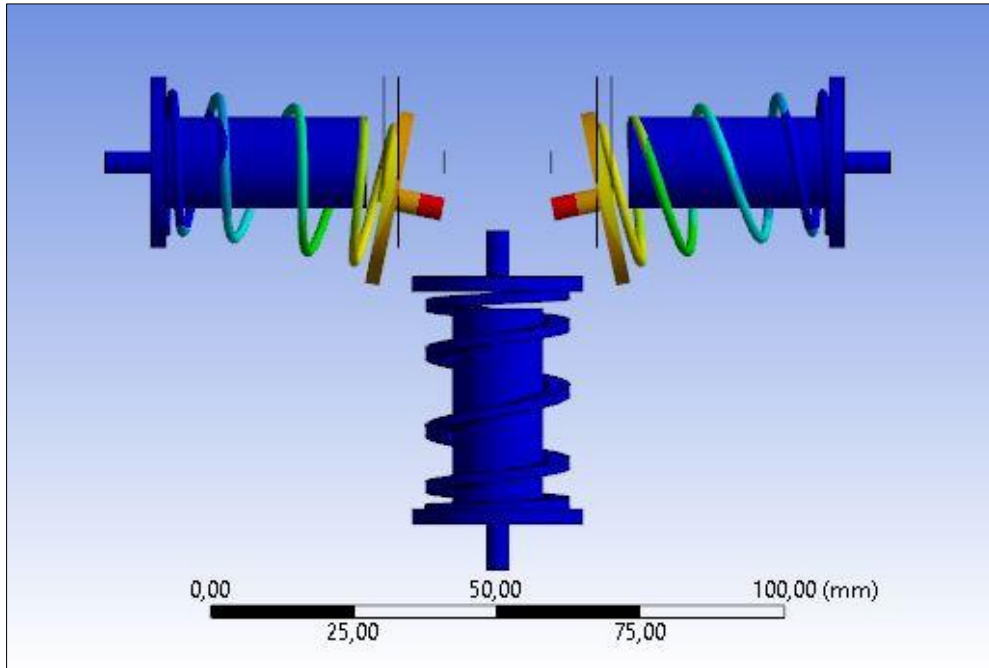
Şekil 3.73. İvme frekans cevabı sonuçları Z eksenini

Yukarıdaki grafikte Z eksenini sonuçları incelendiğinde 3H ve 2H-1R modeli doğal frekans açısından aynı değerlere sahiptir. Ancak 2H-1R modeli burada da daha az bir yükseltme etkisine sahiptir. Diğer iki model büyük yükseltme oranlarına sahiptir ve doğal frekansa diğerlerine göre daha ileride girmektedir. Bu sebeple 3R ve 2R-1H seçenekleri tercih edilebilir bulunmamıştır. Tüm sonuçlar göz önüne alındığında ivme frekans cevabı performansı en iyi iki seçenek 3H ve 2H-1R olarak belirlenmiştir. Seçimde göz önüne alınan ana iki kriter erken doğal frekansa girerek sönüme erken başlaması ve doğal frekansa girdiği andaki yükseltme oranıdır. Dinamik durumdaki performans olarak bu iki seçenek seçilmiştir.

Statik durumdaki performans için ise yüksüz bir durumda yalnızca bağlı olan kütleli oluşturduğu yük ile uğradığı yer-değiştirme göz önüne alınmıştır. Bu hesaplama için statik analiz modülü kullanılmıştır. Başlangıç koşulu olarak nokta kütleli Y eksenini üzerinde standart yer çekimi ivmesi tanımlanmıştır. Sonuç olarak ise eşdeğer gerilim ve yer-değiştirme hesaplanmıştır. Aynı kütle için yapılan hesaplamalarda 2H-1R modeli 72,684 MPa maksimum gerilme değerini görürken 3,07 mm'lik maksimum yer-değiştirme değerini görmüştür. Şekil 3.74'de ve Şekil 3.75'de gerilim dağılımı ve yer-değiştirme gösterilmiştir.

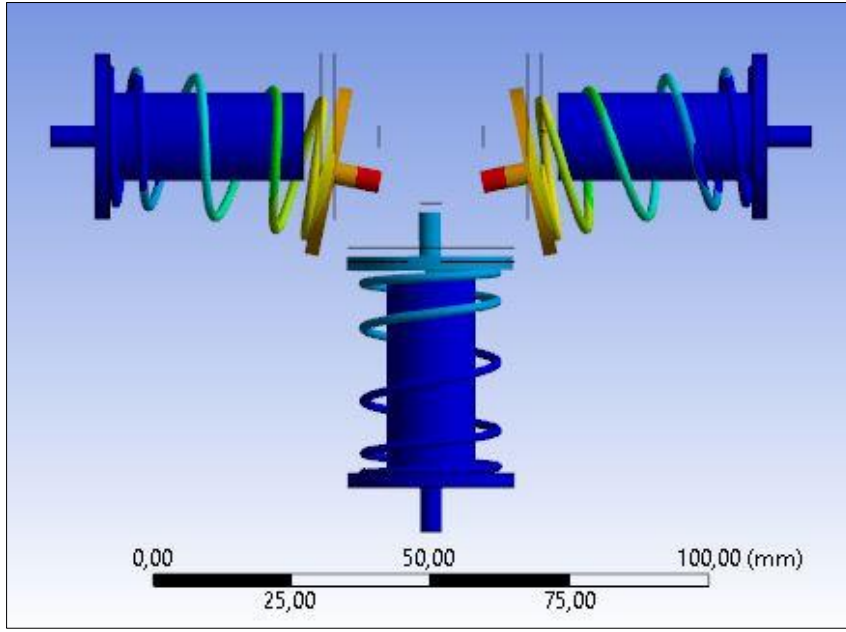


Şekil 3.74. 2H-1R gerilme dağılımı

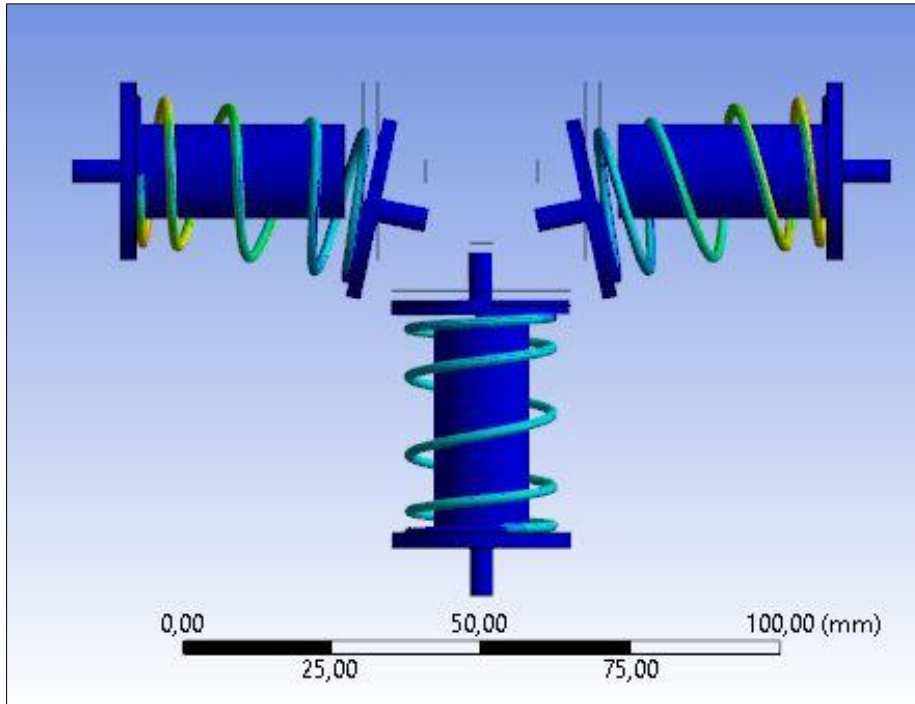


Şekil 3.75. 2H-1R yer-değiştirme

Statik hesaplama yönteminin aynısı 3H modeline de uygulanmıştır. Bu modelde de maksimum yer-değiştirme 3,08 mm olarak hesaplanmıştır. Maksimum gerilme ise 72,57 MPa olarak hesaplanmıştır. Dağılımlar ise aşağıda Şekil 3.76'de ve Şekil 3.77'de gösterilmektedir.



Şekil 3.76. 3H yer-değiştirme



Şekil 3.77. 3H gerilim dağılımı

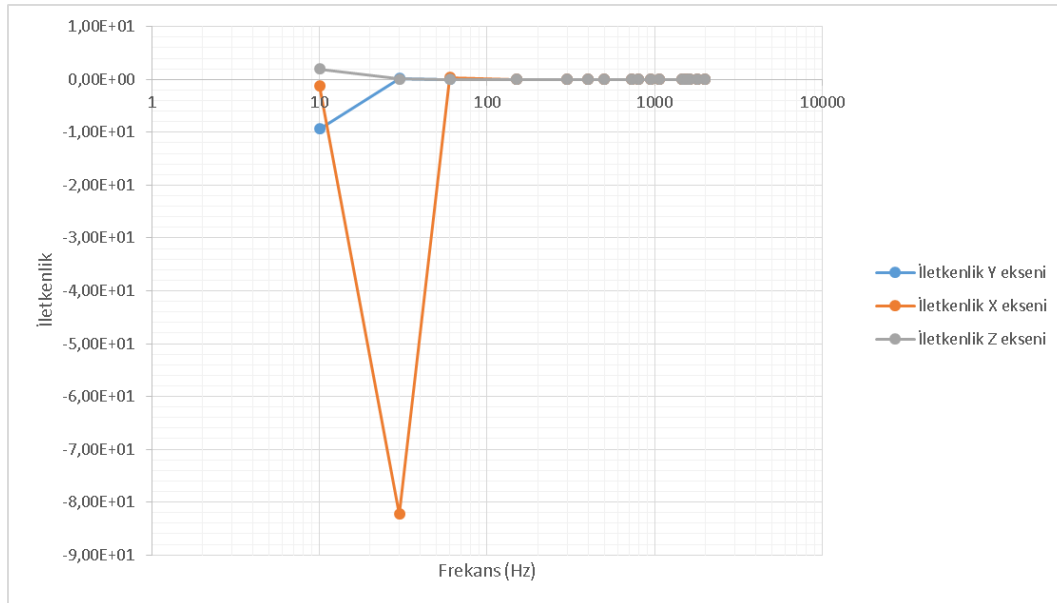
Dinamik sonuçlarda olduğu gibi statik sonuçlarda iki tasarım için oldukça yakındır. Ancak statik durumdaki gerilim dağılımları incelendiğinde 3H modeli üzerinde daha çok noktada gerilme olduğu gözlenmiştir. Ayrıca 3H modeli için Y eksenı üzerindeki yay ilk konumundan uzaklaşırken, 2H-1R'deki yer-değiştirmeye bakıldığında neredeyse hiç yer-

değiştirmedeği görülmektedir. Tüm değerlendirmeler göz önüne alındığında test koşullarının deneneceği numune olarak 2H-1R modeli seçilmiştir.

İzolatör değerlendirme kriterleri içerisinde önemli olanlardan bir diğeri iletkenliktir. İletkenlik zorlanma platformundan gelen titreşimin izolatör tarafından sisteme ne kadar iletileceğini belirten katsayıdır. Formülasyonu aşağıdaki (3.3)'te gösterilmektedir.

$$\text{İletkenlik}, T = \frac{1}{\left(\frac{f_d}{f_n}\right)^2 - 1} \quad (3.3)$$

Askeri alanda üretilen tasarımlar için çevre koşullarına dayanıklılığın standartlarını belirleyen dokümanda [43] gelişi-güzel titreşim testi için uygulanacak test profili C-130 kargo uçağı titreşimlerine göre için iletkenlik hesaplaması yapılmıştır. Ortaya çıkan sonuçlar aşağıdaki Şekil 3.78'de gösterilmiştir.



Şekil 3.78. 2H-1R izolatörü C-130 kargo uçağı titreşiminde iletkenliği

Grafikte görüldüğü üzere titreşim profili 10 Hz üzerinden başlamaktadır. Bu nedenle Z ekseninde izolatör doğal frekansı 8,14 Hz olduğundan iyi bir sönüm oranına sahiptir. Ancak Y ve X eksenleri 30 Hz sonrasında iyi bir sönüm performansı göstermektedir. Geometrik optimizasyonlarla bu iki eksen de iyileştirilebilir. 30 Hz sonrasında 2000 Hz değerine kadar yapılan taramada tatmin edici bir performans alınmıştır. Nihai tasarım olan 2H-1R'nin 30 Hz-2000 Hz aralığında kullanılabilir.

3.5. İzolatörün Gelişi-güzel Titreşim Performans

Bu bölümde analiz sonuçlarından faydalanarak tasarlanan izolatör montajının gelişi-güzel titreşim etkileri altındaki tepkisi incelenmiştir. Gelişi-güzel titreşim analizleri de ANSYS programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Öncelikle tasarım sürecinde oluşturulan analiz ağacına gelişi-güzel titreşim için “random vibration” modülü eklenmiştir. Bu analizlerde her eksen için farklı analiz modülü kullanılmıştır. Titreşim analiz modülü, yapının doğal frekansına ve sönümüne bağlı olduğu için modal analiz kısmına bağlanmıştır. Geometri ve mekanik kısıt bölümü ile modal analiz kısımları bağımlı olduğundan sınır şartları ve eksen takımı olarak önceki analizlerdeki şartlar kabul edilmiştir.

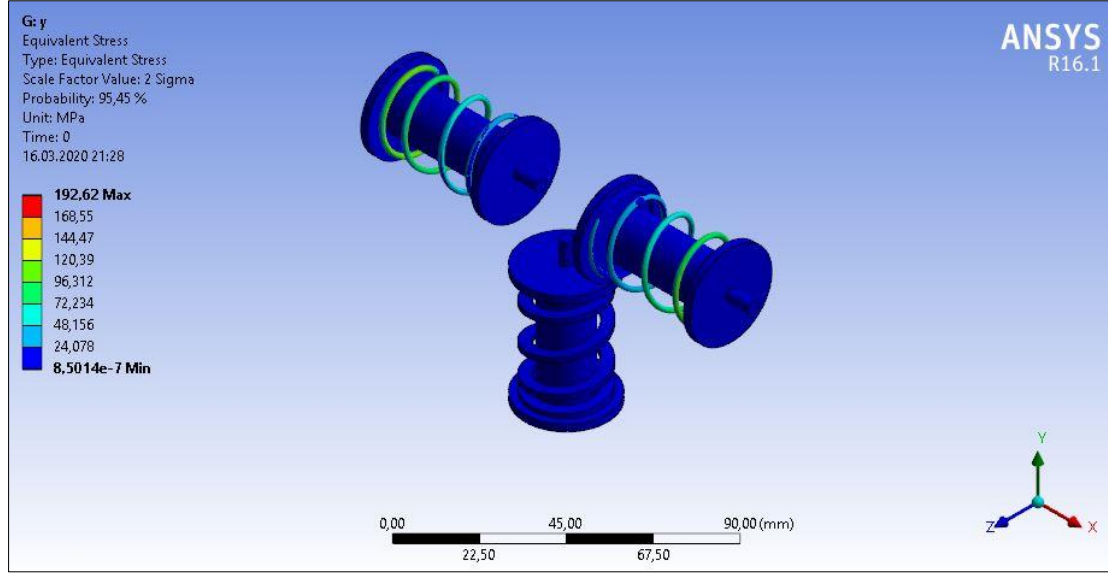
Y eksenini doğrultusunda yapılacak olan analizler için analiz ayarları kısmında sönümleme kontrolleri elle ayarlanmıştır. Bu kısımda sönüm gerçekleşecek frekans ve sönüm değerleri belirlenerek programın katılık hesaplaması yapması sağlanmıştır. Daha sonra Y eksenini için askeri standartlarda [43] belirlenen C-130 kargo uçağının titreşim profili spektral güç yoğunluğu olarak yapıya verilmiştir. Belirtilen doğrultu için uygulanan titreşim profili aşağıdaki Şekil 3.79’da görülmektedir. Y eksenini için belirlenen titreşim profilinin etkin değeri 0,84 g’dir. Bu profilde 1 Hz ve 2000 Hz aralığı taranmaktadır.



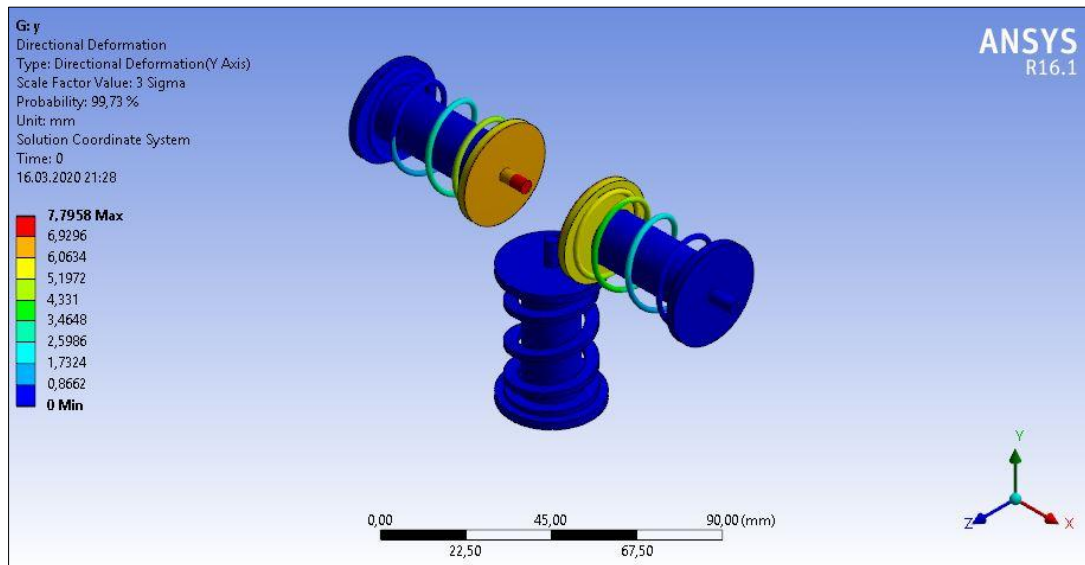
Şekil 3.79. C-130 kargo uçağı Y eksenini titreşim profili

Çözüm için eşdeğer gerilim ve Y eksenindeki yer-değiştirme değerleri hesaplatılmıştır. Titreşim profili genel itibari ile olasılık dağılımı olarak Gauss dağılımına sahiptir. Çözümlerde bu durum dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Y eksenini için ortaya çıkan eşdeğer gerilme en yüksek değer olarak 192,62 MPa olarak görülmektedir. Ancak bu değer 2 sigma için çözümdür. Bunun anlamı bu hesaplamaların gerçekleşecek titreşim

ihtimallerinin %95,45'ini kapsaması durumundaki gerilmelerdir. Y eksenindeki yer-değiştirme hesaplaması çözüme ulaştırıldığında en yüksek yer-değiştirme değerinin montajın uç kısımlarında görülmüştür. 7,79 mm yer-değiştirme oluşmuştur. Bu değer ise 3 sigma için çözdürülerek olasılıkların %99,73'lük bir kısmını kapsamaktadır. Bahsi geçen gerilim dağılımı Şekil 3.80'de ve bahsi geçen yer-değiştirme Şekil 3.81'de gösterilmiştir.



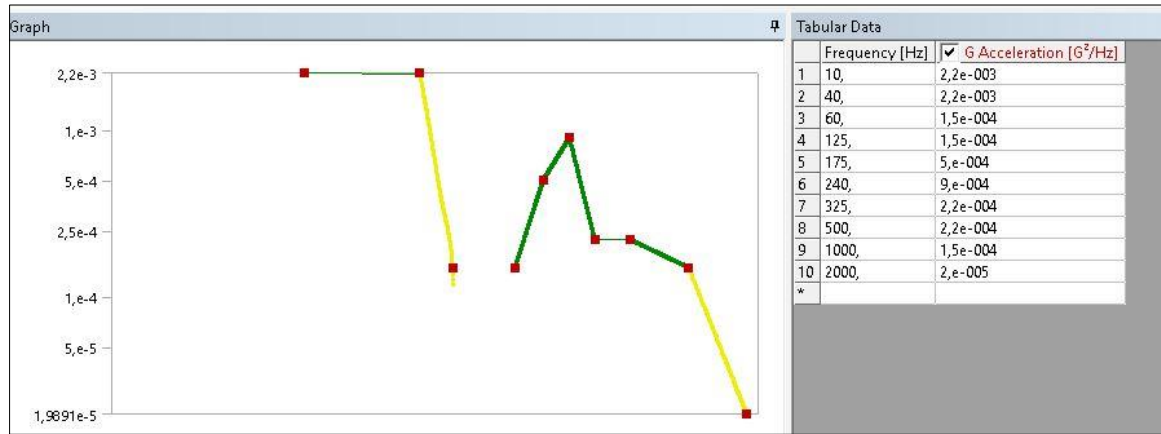
Şekil 3.80. Y eksen gerilim dağılımı



Şekil 3.81. Y eksen yer-değiştirme dağılımı

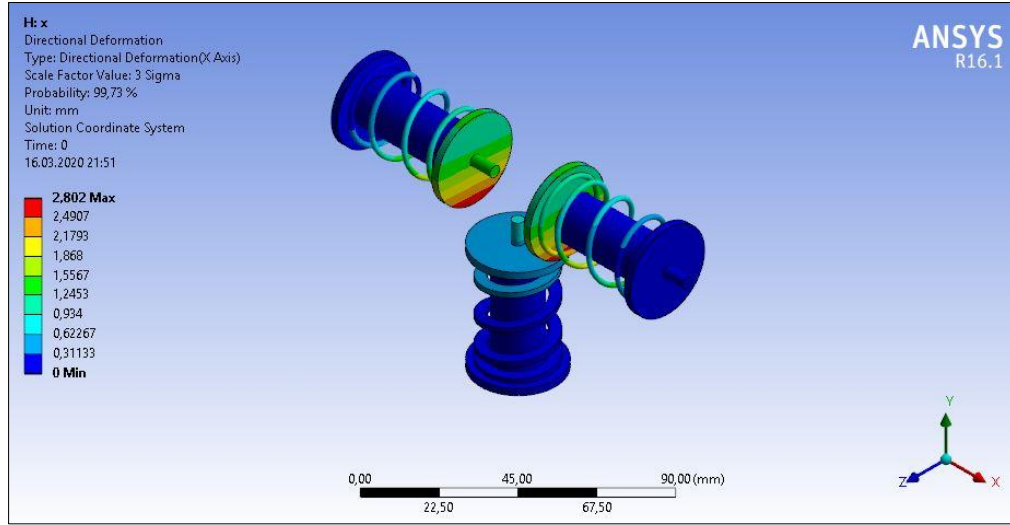
Y eksen sonuçlarına göre sonuçlar tatmin edici fakat emniyetli bir durum söz konusu olduğunda boyutlarda optimizasyon gerektirebilmektedir.

X eksenini için kurulan modelde de yine C-130 uçağına ait diğeri manevra eksenindeki titreşim profili kullanılmıştır. Kullanılan titreşim profili Şekil 3.82’de gösterilmiştir. Etken değeri ise 0,61 g’dir. Analiz ayarlarındaki sönüm kontrolü modal analize bağılı olarak hesaplanan doğal frekanslarda gerçekleşecek şekilde tasarlanmıştır. Bu ekseninde titreşim profili 10 Hz ve 2000 Hz aralığını taramaktadır. Ancak etkin değeri 30 Hz’de başlamaktadır.

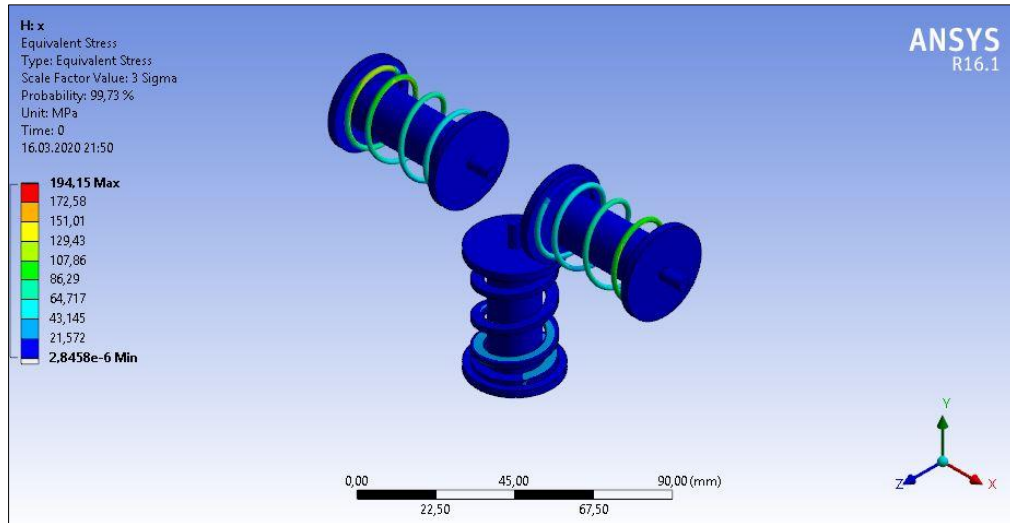


Şekil 3.82. C-130 kargo uçağı X eksenini titreşim profili

X eksenini için belirtilen güç spektrum yoğunluğu eğrisi de Gauss olasılık dağılımına sahiptir. X ekseninde oluşan yer-değiştirmeler genellikle tutucu yüzeyinde ve yayların kütleye yakın kısımlarında oluşmuştur. En yüksek gözlemlenen değeri ise 2,80 mm’dir. Bu değeri 3 sigma için hesaplanmıştır. Bunun anlamı gerçekleşecek olan güç spektrumu yoğunluğunun %99,73’lük bir kısmı için bu hesaplamalar geçerlidir. Daha sonra X eksenindeki gerilim dağılımı ve eşdeğer hesaplamaları yapılmıştır. Bu eksen için yapılan hesaplamalarda en yüksek gerilme değeri yayın alt yüzeyinde ortaya çıkmıştır ve değeri 194,15 MPa’dır. Ancak belirtilen hesaplamalar bu kısımda 3 sigma değeri için yapılmıştır. Bunun anlamı ise %99,73 olasılık içerisinde gerçekleşecek olan değeri için geçerlidir. Yer-değiştirme dağılımı Şekil 3.83’de ve gerilim dağılımı Şekil 3.84’de gösterilmektedir.

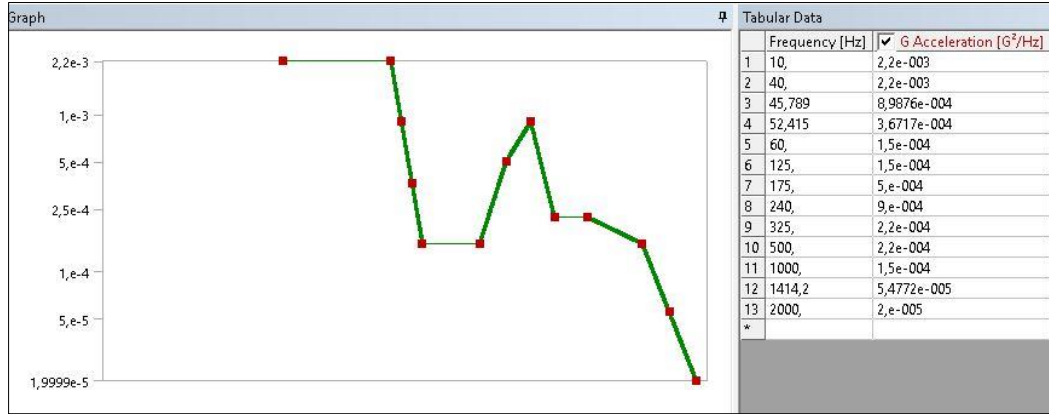


Şekil 3.83. X eksen yer-değiştirme dağılımı



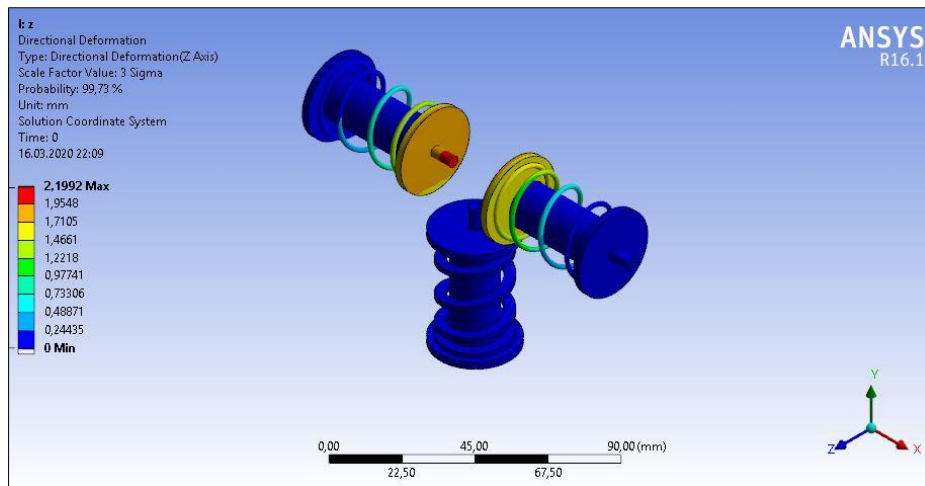
Şekil 3.84. X eksen gerilim dağılımı

Son olarak Z eksen için analiz yapılmıştır. Bu kısımda C-130 uçağı Z eksen için olan profil kullanılmıştır. Analiz ayarlarında, modal analiz kısmından gelen sonuçlara göre sönüm değerleri verilmiştir. Belirtilen güç spektral yoğunluk değerleri Şekil 3.85’de gösterilmiştir. Etken değeri ise 0,61 g’dir. Diğer tüm mekanik kısıtlar ve sınır şartları aynıdır.

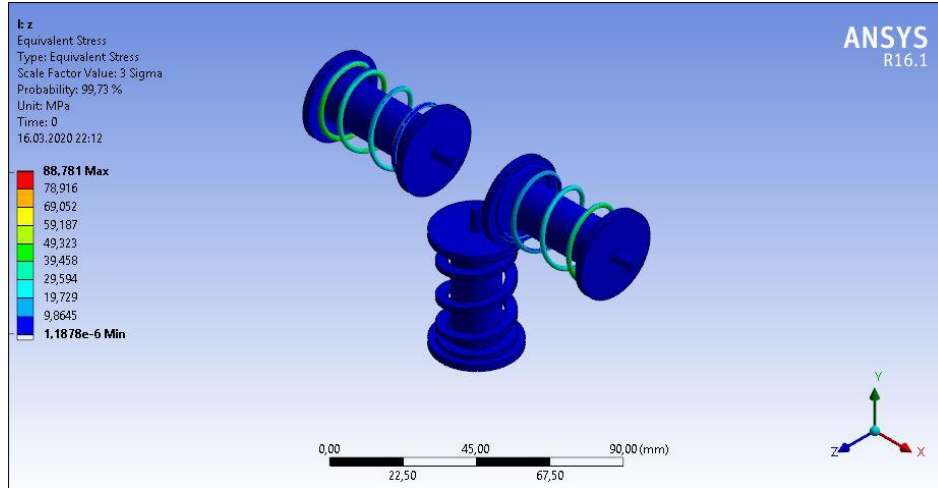


Şekil 3.85. C-130 kargo uçağı Z eksenı titreşim profili

Titreşim profili eklendikten sonra eşdeğer gerilim ve yer-değiştirme çözümleri yapılmıştır. Eşdeğer gerilme hesaplamaları sonucunda en yüksek değer 88,7 MPa olarak hesaplanmaktadır. Bu değer diğer eksenlere gelen yüklere göre çok aşağıda kalmaktadır. Ayrıca belirtilen gerilme hesaplamaları 3 sigma yani %99,73'lük gerçekleşebilecek titreşim değerleri için geçerlidir. Daha sonra yöne bağlı olarak Z eksenindeki yer-değiştirme hesaplaması sonucunda en yüksek ortaya çıkan değer 2,19 mm olmuştur. Yine bu değer de 3 sigma için hesaplanarak %99,73'lük bir olasılığı kapsamaktadır. Gerilim dağılımı ve yer-değiştirme dağılımına ait görseller Şekil 3.86'de ve Şekil 3.87'de gösterilmiştir.



Şekil 3.86. Z eksenı yer-değiştirme dağılımı



Şekil 3.87. Z eksenli gerilim dağılımı

Böylelikle tüm eksenler için analizler tamamlanmıştır. Gelişi-güzel titreşimler altında seçilen tasarım test edilmiştir. Sonuçlar içerisinde gerilim dağılımları incelendiğinde en yüksek değerlerin bölgesel değil noktasal olduğu açıkça görülmektedir

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan çalışmaya öncelikle hali hazırda kullanılan ticari bir yay modelinin doğrulanması ile başlanmıştır. Bunun yapılmasının sebebi analiz modeli ve gerçekleşen değerlerin arasındaki ilişkiyi tanımlamaktır. Ticari adı “MS24585-1527” olan helis yapıdaki basma yayı sonlu eleman analizi yaklaşımı ile analiz edilmiştir. Analiz sonucunda beklenen değere %90 oranında yaklaşım sağlanmıştır. Ardından belirtilen yay modelinin ölçüleri temel alınarak farklı kesit geometrileri ve değişken boyutlar ile analizler gerçekleştirilmiştir. Dairesel, kare, dikey dikdörtgen ve yatay dikdörtgen kesitler için yapılan analizlerde yay uzunluğu, yay yarıçapı, tel çapı ve farklı kuvvetlerde değişken olarak kullanılmıştır. Yalnızca yaylar için yapılan analizler göz önüne alındığında en etkili değişkenlerin yay uzunluğu, yarıçapı ve tel çapı olduğu görülmüştür. Yay uzunluğu değiştirildiğinde 3,5 mm’lik bir aralıkta yaklaşık %10’a kadar katılığı değiştirebilmektedir. Yayın yarıçapındaki 2,5 mm’lik bir değişim ise %50 kadar katılığı etkilemiştir. Tel çapında dairese kesitli olan yay 0,4 mm’lik bir değişim %74 kadar katılığı etkilerken, kare ve dikdörtgen kesitlerde bu değişimin 2 katına kadar çıkabildiği gözlemlenmiştir. Geometrik boyutlardan bağımsız olarak yalnızca kesitler göz önüne alınırsa düşük katılık gerektiren tasarımlar için dairese kesit ancak yüksek katılık gerektiren tasarımlar için dikdörtgen kesitler tercih edilebilir. Kare kesit gerilmeleri yüksek olduğundan dolayı dezavantajlı bir durumdadır.

Sonlu eleman analiz yaklaşımı kullanılarak yapılmış olan analizlerden sonra izolatör tasarımında farklı yaylar kullanılmıştır. Farklı kesit ve geometrik boyutlara sahip olan izolatörler için de ayrı ayrı analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizlerde en etkin değişkenlerin bu kısımda da yay uzunluğu, yay yarıçapı ve tel çapı olduğu belirlenmiştir. Yay uzunluğu 3,5 mm’lik bir değişim aralığında genellikle %60 kadar katılığı etkilerken yalnızca kare kesitli olan izolatörde %12 kadar bir değişim göstermiştir. Yay yarıçapı dairese kesitli izolatör için gözle görülebilir bir fark yaratmamıştır. Kare kesit üzerinde %50 değişim gösterirken dikdörtgen kesitlerde %15 kadar bir değişim göstermiştir. Tel çapındaki değişimlerde yalnızca kare kesitli yay sahip olan izolatörde gözle görülür bir değişim yaratmıştır. İzolatörün tasarımında bulunan bakır parçadan dolayı yer değiştirmeler kısıtlanmaktadır. İzolatörün yer-değiştirme değeri değiştirmek istenilirse bakır parça boyu ile birlikte ayarlanarak tasarım yapılmalıdır. İzolatörler tek tek incelendiğinde ise dikey dikdörtgen ve kare kesit üzerindeki gerilme değerleri diğerlerine göre oldukça yüksektir. Doğal frekans değerleri de 200 Hz civarlarında olduğundan diğer numunelerin oldukça

üzerinde kalmaktadır. Düşük yer-değiştirme ve yüksek doğal frekans istenilen tasarımlarda kullanılmak üzere uygundur. Dairesel kesitli olan izolator incelendiğinde düşük bir katılığa sahiptir. Buna bağlı olarak doğal frekans değerleri 50 Hz civarındadır. Geometrik boyutlar değişken olarak atanarak ayarlama yapılabilir. Yer-değiştirme konusunda esnek olunan sistemlerde tercih edilebilir durumdadır. Yatay dikdörtgen kesitli yaya sahip izolator ise görece olarak hem düşük doğal frekansa hem yüksek katılığa sahiptir. Ancak gerilim dağılımını düzenlemek geometrik değişkenlerin önemi kritiktir.

Bu gelişmeler göz önünde bulundurularak statik yüksek dinamik düşük katılık kavramını kullanarak tasarım geliştirilmiştir. Tasarım oluşturulurken yatay ekseninde konumlandırılan izolatorlar açı ile değişken bir kuvvet uygulayacağından bu etkinin üzerine gitmek adına daha düşük katılığa sahip olan daireli kesitli izolator seçilmiştir. Düşey ekseninde ağırlık etki edeceğinden ve gelen kuvvet açı ile değişmediğinden dolayı yatay dikdörtgen kesitli yaya sahip izolator seçilmiştir. Bu modelden farklı 3 adet model oluşturularak frekans kümesinde yer-değiştirme ve ivme değerleri hesaplanarak karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalar tüm eksenler için gerçekleştirilmiştir. Statik ve dinamik performansı göz önüne alındığında “2H-1R” isimli model seçilmiştir. Seçilen model C-130 uçağının gelişigüzel titreşim profillerine tabi tutularak analiz edilmiştir. Bu analizler sonucunda tatmin edici sonuçlar elde edilmiştir.

Çalışma sonucunda günümüz teknolojisi ve üretim teknikleri ile üretilen mekanik elemanlar ile farklı bir tasarım konsepti kullanılarak daha yüksek performans elde edilmiştir. Bu konsept veya model kullanılarak ileriki çalışmalarda yapay zeka programlaması kullanarak veya sonlu eleman analizi programları kullanılarak optimizasyon yapılabilir. Ayrıca oluşturulan optimizasyon araçları ile tasarım süreçlerinde istenilen titreşim veya izolasyon aralığına uygun kısa sürede tasarımlar üretilebilir.

KAYNAKLAR

1. Le, T.D., Ahn, K. K. (2011). A vibration isolation system in low frequency excitation region using negative stiffness structure for vehicle seat. *Journal of Sound and Vibration*, 330(2011), 6311-6335.
2. Bronowicki, A.(2006). Vibration Isolator for Large Space Telescopes. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 43(1), 45-53.
3. Lee, M., Goverdovskiy, V. N. (2016). Damping control in a spring and suspension with sign-changing stiffness. *Journal of Sound and Vibration*, 373(2016), 19-28.
4. Zhao, L., Huang, X., Zhao, Y., Si, W. (2018). Design of a wireless vibration metre for conductor vibration monitoring. *Structural Control Health Monitoring*, 25(4).
5. Siami, A., Cigada, A., Karimi, H. R., Zappa, E. (2017). Using inerter-based isolator for passive vibration control of Michelangelo's Rondanini Pieta. *IFAC-PapersOnLine*, 50(1), 13372-13377.
6. Kumar, A., Jaiswal, H., Pandey, A., Patil, P. (2014). Free Vibration Analysis of Truck Transmission Housing Based on FEA. *Procedia Material Science*, 6(2014), 1588-1592.
7. Narimani, A., Golnaraghi, M. F., Nakhaieazar, G. (2004). Frequency Response of a Piecewise Linear Vibration Isolator. *Journal of Vibration and Control*, 10(12), 1775-1794.
8. Shaw, A. D., Neild, S. A., Wagg, D.J. (2012). Dynamic analysis of high static low dynamic stiffness vibration isolation mounts. *Journal of Sound and Vibration*, 332(2013), 1437-1455.
9. Lan, C. C., Yang, S., Wu, Y. (2014). Design and experiment of a compact quasi-zero-stiffness isolator capable of a wide range loads. *Journal of Sound and Vibration*, 333(2014), 4843-4858.
10. Gatti, G., Kovacic, I., Brennan, M. J.(2010). On the response of a harmonically excited two degree-of-freedom system consisting of linear and a nonlinear quasi-zero stiffness oscillator. *Journal of Sound and Vibration*, 329(2010), 1823-1835.
11. Carrella, A., Brennan, M. J., Waters, T. P. (2007). Static analysis of a passive vibration isolator with quasi-zero-stiffness characteristic. *Journal of Sound and Vibration*, 301(2007), 678-689.
12. Lakhlani, B., Yadav, H. (2017). Development and analysis of an experimental setup of Spring-mss-damper system. *Procedia Engineering*, 173(2017), 1808-1815.
13. Wang, X., Liu, H., Chen, Y., Gao, P. (2018). Beneficial stiffness design of a high-static-low-dynamic-stiffness vibration isolator based on static and dynamic analysis. *International Journal of Mechanical Sciences*, 142-143(2018), 235-244.

14. Sun, M., Song, G., Li, Y., Huang, Z. (2019). Effect of negative stiffness mechanism in a vibration isolator with asymmetric and high-static-low-dynamic stiffness. *Mechanical System and Signal Processing*, 124(2019), 388-407.
15. Salim, M. A., Mansor, M. R., Sheikh, S. H., Fadzullah, M., Omar, G. (2018). Modeling Estimation and Performance Evaluation for Vibration Isolators. *Encyclopedia of Renewable and Sustainable Materials*, 1(2018), 456-469.
16. Valeev, A., Kharsiov, S. (2016). Application of Vibration Isolators with a Low Stiffness for the Strongly Vibrating Equipment. *Procedia Engineering*, 150(2016), 641-646.
17. Wu, Z., Jing, X., Sun, B., Li, F. (2016). A 6DOF passive vibration isolator using X-shape supporting structures. *Journal of Sound and Vibration*, 380(2016), 90-111.
18. Zhu, Y., Li, Q., Xu, D., Zhang, M. (2012). Modeling of Axial Magnetic Force and Stiffness of Ring-Shaped Permanent-Magnet Passive Vibration Isolator and Its Vibration Isolating Experiment. *IEEE Transaction On Magnetics*, 45(7), 2228-2238.
19. Tang, B., Brennan, M. J. (2013). A comparison of two nonlinear damping mechanisms in a vibration isolator. *Journal of Sound and Vibration*, 332(2013), 510-520.
20. Zhou, N., Liu K. (2010). A tunable high-static-low-dynamic stiffness vibration isolator. *Journal of Sound and Vibration*, 329(2010), 1254-1273.
21. Rodriguez, A. G., Chacon, J. M., Donoso, A., Rodriguez, A. G. G. (2011). Design of an adjustable-stiffness spring: Mathematical modeling and simulation, fabrication and experimental validation. *Mechanism and Machine Theory*, 46(2011), 1970-1979.
22. Banerjee, J. (2012). Free vibration of beams carrying spring-mass – A dynamic stiffness approach. *Computers and Structures*, 104-105(2012), 21-26.
23. Sun, W., Thompson, D., Zhou, J. (2020). A mechanism for overcoming the effects of the internal resonances of coil springs on vibration transmissibility. *Journal of Sound and Vibration*, 471(2020), 115-145.
24. Li, X. Z., Yue, X. B., Dong, X. J., Peng, Z. K. (2019). Response transmissibility versus power spectrum density transmissibility: Dynamic property analysis and comparison. *Journal of Sound and Vibration*, 454(2019), 32-50.
25. Ramos, J. I. (2007). Piecewise-linearized methods for single-degree-of-freedom problems. *Communication in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 12(2007), 1005-1022.

26. Baltzopoulos, G., Baraschino, R., Iervolino, I., Vamvatsikos, D. (2018). Dynamic analysis of single-degree-of-freedom systems (DYANAS): A graphical use interface for OpenSees. *Engineering Structures*, 177(2018), 395-408.
27. Javidialesaadi, A., Wierschem, E. N. (2019). Energy transfer and passive control of single-degree-of-freedom structures using a one direction rotational inertia viscous damper. *Engineering Structures*, 196(2019), 109339.
28. Bansevicius, R, Jurenas, V., Kulvietis, G., Druktinniene, A. (2017). Robots with increased number of degree-of-freedom with single exciting force. *Precision Engineering*, 45(2017), 315-322.
29. Heiland, P.(1992). Recent advancements in passive and active vibration control systems. *Proceeding Volume 1691 Vibration Control in Microelectronic, Optics, and Metrology*, 1691(1992), 22-33.
30. Platus D.L.(1992). Negative-stiffness-mechanism vibration isolator systems. *Proceeding Volume 1691 Vibration Control in Microelectronic, Optics, and Metrology*, 1691(1992), 44-54.
31. Cellucci, T. A. (1992). Matching performance requirements with technology: an applications approach to vibration isolation. *Proceeding Volume 1691 Vibration Control in Microelectronic, Optics, and Metrology*, 1691(1992), 2-10
32. Yang, G. Spencer, B. F., Leban, F. (2002). Shcock isolation using “smart” damping. *Journal of Structural Control*, 9(2), 135-152.
33. Asai, T., Araki, Y., Kimura, K., Masui, T. (2017). Adjustable vertical vibration isolator with a variable ellipse curve mechanism. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 46(8), 1345-1366.
34. Lage, Y. E., Neves, M. M. Maia, N. M. M., Tchemiak, D., (2014). Force transmissibility versus displacement transmissibility. *Journal of Sound and Vibration*, 333(2014), 5708-5722.
35. Margielewicz, J. Gaska, D., Litak, G. (2019). Evolution of the geometric structure of strange attractors of a quasi-zero stiffness vibration isolator. *Chaos, Soliton and Fractals*, 118(2019), 47-57.
36. Yılmaz, C., Kikuchi, N. (2006). Analysis and design of passive low-pass filter-type vibration isolators considering stiffness and mass limitations. *Journal of Sound and Vibration*, 293(2006), 171-195.
37. Sahu, S., Choudhury, B. B., Biswal, B. B. (2017). A Vibration Analysis of a 6 Axis Industrial Robot Using FEA. *Material Today:Proceedings*, 4(2017), 2403-2410.

38. Çelik, M., Genç, C. (2008). Mechanical fatigue of an electronic component under random vibration. *Fatigue & Fracture of Engineering Material & Structures*, 31(7), 505-516.
39. Lalanne, C. (2002). *Mechanical Vibration & Shock, Sinusoidal Vibration Volume I*. Great Britain: HPS, 3-16.
40. Rao, S. S. (2018). *Mechanical Vibrations*, Sixth Edition. Malaysia: Pearson 44-52.
41. İnternet:Lee Spring. Compression Springs. (2019) URL:
<https://www.leespring.com/compression-springs-mil-spec?search=MS245851527> 27
Aralık 2019 tarihinde alınmıştır.
42. İnternet:MatWeb.(2020) URL:
<http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=4bcaab41d4eb43b3824d9de31c2c6849&ckck=1> 10 Ocak 2020 tarihinde alınmıştır.
43. Department of Defense Test Method Standard Enviromental Engineering Considerations and Laboratory Test, MIL-STD-810H, (2019). Method 514.8 ANNEX-C.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : KURAN, Mehmet
 Uyruğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 11.02.1993, Ankara
 Medeni hali : Bekar
 Telefon : 0 (539) 262 28 31
 e-mail : mehmet.kuran7@gmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi /End. Tas. Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	Gazi Üniversitesi / Makine Mühendisliği	2016
Lise	Çağrıbey Anadolu Lisesi	2011

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2018-Halen	Anova Ar-Ge Tekn. A.Ş.	Test Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce, Fransızca

Yayınlar

ÖZKAN, M. T., KURAN, M. (2018). *Belleville tipi yayların kuvvet-deplasman özelliklerinin yay boyutlarına göre yapay sinir ağları (YSA) ile modellenmesi*. 3rd International Symposium on Industrial Design & Engineering (ISIDE 2018), 576-585. Antalya, Türkiye.

Hobiler

İzcilik, ahşap oymacılık, tiyatro



GAZİ GELECEKTİR..