

**HAREKETLİ YÜK ALTINDA ÇALIŞAN KREN KİRİŞLERİNİN
FARKLI MALZEME ÖZELLİKLERİNDE DİNAMİK VE STATİK
DAVRANIŞLARININ SAYISAL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

GÖRKEM EKİN

**MERSİN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

**MERSİN
OCAK-2022**

**HAREKETLİ YÜK ALTINDA ÇALIŞAN KREN KİRİŞLERİNİN
FARKLI MALZEME ÖZELLİKLERİNDE DİNAMİK VE STATİK
DAVRANIŞLARININ SAYISAL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

GÖRKEM EKİN

ORCID ID: 0000-0002-2256-3547

**MERSİN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

**Danışman
DOÇ.DR. AHMET ÇAKAN
ORCID ID: 0000-0002-7394-1499**

**MERSİN
OCAK-2022**

ÖZET

HAREKETLİ YÜK ALTINDA ÇALIŞAN KREN KİRİŞLERİNİN FARKLI MALZEME ÖZELLİKLERİNDE DİNAMİK VE STATİK DAVRANIŞLARININ SAYISAL İNCELENMESİ

Krenler, endüstriyel alanlarında kaldırma, ilerleme ve taşıma işlemlerinde kullanılmaktadır. Teknolojinin gelişimi ve tüketimin artmasıyla birlikte endüstriyel ürünlere olan talep artmıştır. Artan üretim ile birlikte krenlerin çalışma sahaları arttığından tasarımı ve tasarımda kullanılan malzemelerin önemi de buna bağlı olarak artmıştır. Bu yüzden endüstriyel tesislerde kullanılan krenlerin kullanılacağı yerlerin gereksinimlerine göre tasarlanması gerekmektedir. Kren kirişleri üzerinde hareket halinde bulunan yükler krende dinamik etkilerin ortaya çıkmasına sebep olmaktadır. Üzerinde hareket eden yükün kütlesine ve hızına bağlı olarak oluşan dinamik etkiler kirişte gerilmelere sebep olmaktadır. Bu sebeple pek çok işletmede olmazsa olmaz ekipmanların başında gelen krenlerin çalışma ömürlerinin bilinmesi için tasarım yapılırken dinamik davranışlarının bilinmesi zorunluluğu ortaya çıkmıştır. Mühendislikte karşılaşılan bu tür problemlerin giderilmesi amacıyla sayısal yöntemler kullanılmaktadır. Bir sayısal yöntem olan sonlu elemanlar yöntemi mühendislik problemlerine yaklaşık çözümler sunarak çözüm önerileri sunan ve endüstride yüksek oranda uygulama alanı bulan bir yöntemdir. Tasarlanan bir parça ya da yapı sonlu sayıda parçalara bölünerek bilgisayar ve analiz programı ile mevcut parçalarda oluşan gerilmeler matematiksel olarak elde edilmektedir. Çalışmadaki amaç ise tasarımdaki kritik bölgelerin ve bu bölgelerde oluşabilecek problemlerin belirlenmesi ve uygun çözüm önerilerinin geliştirilmesidir.

Bu çalışma, kren kirişine ait malzeme özellikleri, kiriş boyutları ve kirişe etki eden yükler değiştirilerek farklı senaryolar ile hesaplamalar yapılarak optimum kiriş özellikleri belirlenmiştir. Benzer malzeme ile farklı yükler, aynı yük ile farklı malzemeler ve aynı malzeme ile farklı kiriş boyutları belirlenerek senaryolar oluşturulmuştur. Standartlara uygun tasarlanan kren kirişi 3D yöntemi ile bilgisayar ortamında modellenmiştir. Tasarımı yapılan kirişin ANSYS programı ile analizleri gerçekleştirilmiştir. Kiriş tasarımının hareketli yük altında dinamik davranışı incelenmesi amacıyla elde edilen analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Farklı malzeme, farklı yük ve farklı kiriş boyu koşullarında elde edilen ortalama deformasyon değerleri ile malzemelerin taşınmasında, güvenliğinde ve hassas taşıma koşullarında gerekli kısıtları sağlayacak şekilde deformasyonun hesaplanması gerektiği gösterilmiştir. Her üç durum da elde edilen gerilme değerleri ile hareketli yük altında çalışan krenlerin tasarımında dinamik davranışının incelenmesinin önemi ortaya konulmuştur.

Çalışma da oluşturulan kren kirişi için üzerinde bulunan dinamik etkilerin göz önüne alınarak yapıldığı hesaplamaların daha doğru sonuçlar verdiği gösterilmiştir. Kren kirişi için kullanılan malzemenin, krene etki eden yükün ve kren boyutunun tasarımda önemli parametreler olduğu ortaya konulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Kren Kirişi, Sayısal Yöntem, Sonlu Eleman Analizi, Malzeme, Dinamik Davranış

Danışman: Doç. Dr. Ahmet ÇAKAN, Mersin Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Mersin.

ABSTRACT

NUMERICAL INVESTIGATION OF DYNAMIC AND STATIC BEHAVIOR OF DIFFERENT MATERIAL CHARACTERISTICS OF CRANE BEAMS WORKING UNDER MOVING LOAD

Cranes are used in industrial areas for lifting, moving and transporting. With the development of technology and the increase in consumption, the demand for industrial products has increased. As the working areas of the cranes have increasing production, the design and the importance of the materials used in the design have increased accordingly. Therefore, the cranes used in industrial facilities should be designed according to the requirements of the places where they will be used. Loads in motion on the crane cause dynamic effects on the crane. Dynamic effects that occur depending on the mass and speed of the load acting on it cause stresses in the beam. In addition, the necessity of knowing the dynamic behavior of the cranes, which is one of the indispensable equipment in many enterprises, has emerged in order to know the working life of the cranes. Numerical methods are used to solve such problems encountered in engineering. Finite element method, which is a numerical method that offers solutions by providing approximate solutions to engineering problems and finds a high application area in the industry. By dividing a designed part of structure into a finite number of parts, the stresses occurring in the existing parts are obtained mathematically with a computer and analysis program. The aim of the study is to determine the critical areas in the design and the problems that may occur in these areas and to develop appropriate solution proposals.

In this study, optimum beam properties were determined by making calculations with different scenarios by changing the materials of the crane beam, beam dimensions and loads acting on the beam. Scenarios were created by determining different loads with similar material, different materials with same load and different beam sizes with the same material. The Crane beam, designed in accordance with the standards, was modelled in the computer environment with the 3D method. The designed beam was analyzed with the ANSYS program. The analysis results obtained in order to examine the dynamic behavior of the beam design under live load were compared. With the average deformation values obtained in different materials, different loads and different beam length conditions, it has been shown that the deformation should be calculated in a way that will provide the necessary constraints in the transportation, safety and sensitive transport conditions of the materials. With the stress values obtained in all three cases, the importance of examining the dynamic behavior of the cranes operating under live load has been revealed.

In the study, it has been shown that the calculations made by considering the dynamic effects on the crane beam created give more accurate results. It has been revealed that the material used for the crane beam, the load acting on the crane size are important parameters in the design.

Keywords: Crane Beam, Numerical Model, Finite Element Analysis, Material, Dynamic Behavior

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Ahmet ÇAKAN, Department of Mechanical Engineering University of Mersin, Mersin.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma boyunca benden maddi ve manevi desteğini esirgemeyen aileme, sevgili eşime, kızıma ve danışman hocam Doç. Dr. Ahmet ÇAKAN'a teşekkür ediyorum.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇ KAPAK	i
ONAY	ii
ETİK BEYAN	iii
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
TABLolar DİZİNİ	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
KISALTMALAR ve SİMGELER	xi
1. GİRİŞ	1
1.1. Kren Çeşitleri	1
1.2. KöprülÜ Kren Çalışması	5
1.3. Krenlerin Periyodik Bakımları	8
1.4. Amaç	9
2. KAYNAK ARAŞTIRMALARI	13
2.1. Literatür Araştırmaları	13
3. MATERYAL ve YÖNTEM	20
3.1. Kren Kirişİ	20
3.2. Euler-Bernoulli Kiriş Teorisi	20
3.3. Kiriş Matematiksel Modeli	22
3.4. Sonlu Eleman Metodu (FEM)	24
3.5. Sonlu Eleman Metodu Formülasyonu	27
3.6. Sonlu Eleman Metodu Uygulama Adımları	29
3.7. Sayısal Analiz	31
3.7.1. Sayısal Model	31
3.7.2. Malzeme Özellikleri	34
3.7.3. Sınır Koşulları	34
3.7.3.1. Ağ Yapısı	34
3.7.3.2. Kiriş Mesnet Noktaları	35
3.7.3.3. Kiriş Kuvvet Uygulamaları	36
3.7.3.4. 10 m,15 m ve 20 m Üç Farklı Kiriş Boylarında Kiriş Özellikleri ve Yükleme Durumları	37
3.7.3.5. S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 Üç Farklı Malzeme de Kiriş Özellikleri ve Yükleme Durumları	38
3.7.3.6. 40 kN, 60 kN ve 80 kN Üç Farklı Yükte Kiriş Özellikleri ve Yükleme Durumları	38
4. BULGULAR ve TARTIŞMA	40
4.1. S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 Üç Farklı Malzeme İçin Dinamik Analiz	40
4.2. 10 m, 15 m ve 20 m Üç Farklı Kiriş Boyları İçin Dinamik Analiz	48
4.3. 40 kN, 60 kN ve 80 kN Üç Farklı Yükleme İçin Dinamik Analiz	55
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	64
KAYNAKLAR	66
ÖZGEÇMİŞ	69

TABLÖLAR DİZİNİ

	Sayfa
Tablo 3.1. Farklı Fiziksel Olgular İçin FEM Model Uygulaması	29
Tablo 3.2. Kiriş Sistemi Temel Özellikleri	33
Tablo 3.3. Kiriş Geometrik özellikleri	33
Tablo 3.4. Kiriş Malzeme Özellikleri	34
Tablo 3.5. Kiriş Ağ Yapısı Özellikleri	35
Tablo 3.6. 10 m,15 m ve 20 m Üç Farklı Kiriş Boylarında Dinamik Analiz için Yükleme Koşulları	37
Tablo 3.7. S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 Üç Farklı Malzeme de Dinamik Analiz için Yükleme Koşulları	38
Tablo 3.8. 40 kN, 60 kN ve 80 kN Üç Farklı Yükte Dinamik Analiz için Yükleme Koşulları	39
Tablo 4.1. Kren Kirişi Malzeme Özellikleri	40
Tablo 4.2. S235JR Dinamik Analiz Sonuçları	40
Tablo 4.3. Malzeme1 Dinamik Analiz Sonuçları	41
Tablo 4.4. Malzeme2 Dinamik Analiz Sonuçları	42
Tablo 4.5. S235JR Kirişte Farklı Kiriş Boyları	48
Tablo 4.6. S235JR-10 m Dinamik Analiz Sonuçları	48
Tablo 4.7. S235JR-15 m Dinamik Analiz Sonuçları	49
Tablo 4.8. S235JR-20 m Dinamik Analiz Sonuçları	50
Tablo 4.9. S235JR Kirişte Kaldırma Yük Değerleri	55
Tablo 4.10. S235JR-40 kN Dinamik Analiz Sonuçları	56
Tablo 4.11. S235JR -60 kN Dinamik Analiz Sonuçları	57
Tablo 4.12. S235JR -80 kN Dinamik Analiz Sonuçları	58

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Portal Krenler	1
Şekil 1.2. Oklu Kren Şeması	2
Şekil 1.3. Oklu Kren Uygulamaları	3
Şekil 1.4. Oklu Kren Örneği	3
Şekil 1.5. Kablolulu Kren Şeması	4
Şekil 1.6. Kamyonlu Mobil Kren	4
Şekil 1.7. Köprülü Kren Şeması	5
Şekil 1.8. Çift Kirişli Köprülü Vinç	6
Şekil 1.9. Kren ve Çalışma koşulları	6
Şekil 1.10. Euler-Bernoulli Tipi Basit Kiriş	7
Şekil 1.11. Kren Sistemi Geometrisi	8
Şekil 1.12. Periyodik Halat Kontrolü Örneği	9
Şekil 1.13. Çift Kiriş Kren Örneği	10
Şekil 1.14. Kren Kirişi ve Yükleme Şekli	11
Şekil 1.15. Çift Kiriş Vinç Çalışma Alanı Örneği	12
Şekil 3.1. Kren ve Elemanları	20
Şekil 3.2. Bir Kirişin Şekil Değiştirmesinin Üç Kiriş Teorisi Altında Davranışı	21
Şekil 3.3. Tekil Yüke Maruz Kalmış Euler-Bernoulli Kirişi	23
Şekil 3.4. Fiziksel Yöntem ile FEM Arasındaki İlişki	25
Şekil 3.5. Sonlu Eleman Yapısı	26
Şekil 3.6. FEM Farklı Ağ yapıları	26
Şekil 3.7. FEM Yöntemiyle Çözülen Bir Kirişin Mesh Yapısı	30
Şekil 3.8. Fiziksel Problemin Algoritması	31
Şekil 3.9. Kren Sistemi ve Elemanları	32
Şekil 3.10. Çift Kiriş Kren Özellikleri	32
Şekil 3.11. Kiriş Modeli	33
Şekil 3.12. Kiriş Ağ Yapısı	35
Şekil 3.13. Kiriş Mesnet Noktaları	35
Şekil 3.14. Kiriş için Uygulanan İlk Kuvvet	36
Şekil 3.15. Kiriş için Uygulanan Orta Kuvvet	36
Şekil 3.16. Kiriş için Uygulanan Son Kuvvet	36
Şekil 3.17. a)10 metre b)15 metre c)20 metre Kiriş Modeli (m)	37
Şekil 4.1. 60 kN luk Yük ve 15 m/dak Hız Değerlerinde S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 Olmak Üzere Üç Farklı Malzemede Maksimum Toplam Deformasyon(mm)	44
Şekil 4.2. 60 kN luk Yük ve 15 m/dak Hız Değerlerinde S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 Olmak Üzere Üç Farklı Malzemede Maksimum Bileşik Gerilme(MPa)	44
Şekil 4.3. 60 kN luk Yük ve 15 m/dak Hız Değerlerinde S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 Olmak Üzere Üç Farklı Malzemede Maksimum Kesme Gerilmesi(kPa)	45
Şekil 4.4. 60 kN luk Yük ve 15 m/dak Hız Değerlerinde S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 Olmak Üzere Üç Farklı Malzemede Toplam Ortalama Deformasyon Grafiği(mm)	46
Şekil 4.5. 60 kN luk Yük ve 15 m/dak Hız Değerlerinde S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 Olmak Üzere Üç Farklı Malzemede Ortalama Bileşik Gerilme Grafiği (MPa)	47
Şekil 4.6. 60 kN luk Yük ve 15 m/dak Hız Değerlerinde S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 Olmak Üzere Üç Farklı Malzemede Ortalama Kesme Gerilmesi (kPa)	47
Şekil 4.7. 60 kN luk Yük ve 15 m/dak Hız Değerlerinde 10 m, 15 m ve 20 m Olmak Üzere Üç Farklı Kiriş Boylarında Maksimum Toplam Deformasyon (mm)	52
Şekil 4.8. 60 kN luk Yük ve 15 m/dak Hız Değerlerinde 10 m, 15 m ve 20 m Olmak Üzere Üç Farklı Kiriş Boylarında Maksimum Bileşik Gerilme (MPa)	52
Şekil 4.9. 60 kN luk Yük ve 15 m/dak Hız Değerlerinde 10 m, 15 m ve 20 m Olmak Üzere Üç Farklı Kiriş Boylarında Maksimum Kesme Gerilmesi (kPa)	53
Şekil 4.10. 60 kN luk Yük ve 15 m/dak Hız Değerlerinde 10 m, 15 m ve 20 m Olmak Üzere Üç Farklı Kiriş Boylarında Ortalama Deformasyon Grafiği(mm)	54

Şekil 4.11. 60 kN luk Yük ve 15 m/dak Hız Değerlerinde 10 m, 15 m ve 20 m Olmak Üzere Üç Farklı Kiriş Boylarında Ortalama Bileşik Gerilme Grafiği (MPa)	54
Şekil 4.12. S235JR Malzeme ve 15 m/dak Hız Değerlerinde 40 kN, 60 kN ve 80 kN Olmak Üzere Üç Farklı Yükleme Durumunda Maksimum Toplam Deformasyon (mm)	59
Şekil 4.13. S235JR Malzeme ve 15 m/dak Hız Değerlerinde 40 kN, 60 kN ve 80 kN Olmak Üzere Üç Farklı Yükleme Durumunda Maksimum Bileşik Gerilme(MPa)	60
Şekil 4.14. S235JR Malzeme ve 15 m/dak Hız Değerlerinde 40 kN, 60 kN ve 80 kN Olmak Üzere Üç Farklı Yükleme Durumunda Maksimum Kesme Gerilmesi(kPa)	61
Şekil 4.15. S235JR Malzeme ve 15 m/dak Hız Değerlerinde 40 kN, 60 kN ve 80 kN Olmak Üzere Üç Farklı Yükleme Durumunda Toplam Ortalama Deformasyon Grafiği (mm)	62
Şekil 4.16. S235JR Malzeme ve 15 m/dak Hız Değerlerinde 40 kN, 60 kN ve 80 kN Olmak Üzere Üç Farklı Yükleme Durumunda Ortalama Bileşik Gerilme Grafiği (MPa)	62

KISALTMALAR ve SİMGELER

Kısaltma/Simgesi	Tanım
BEM	Boundary Element Method
DIN	Deutsche Institute für Normung
FEM	Finite Element Method
FDM	Finite Difference Method
MATLAB	Matrix Laboratory
2D	Two Dimensional
3D	Three Dimensional

1. GİRİŞ

1.1 Kren Çeşitleri

Mühendislik problemlerinde hareketli yük koşulları altında çalışan ekipmanların bu yük koşullarından kaynaklı dinamik etkilerinin iyi bilinmesi ve doğru tespit edilmesi, bu sistemlerin güvenli ve etkili çalışmaları açısından çok önemlidir. Krenler hareketli yük altında çalışan taşıma makineleridir. Krenlerin çalışma yerine göre çeşitleri bulunmaktadır. Bu çeşitler köprülü krenler, portal krenler, oklu krenler, kablolu krenler, mobil krenlerdir. Bu çalışma da köprülü krenlerin farklı yük, farklı malzeme ve farklı boyut parametrelerine bağlı hesaplamaları gerçekleştirilmiştir. Ayrıca farklı kren türlerinden de kısaca bahsedilmiştir.

Portal krenler, genelde " liman vinçleri, sehpalı vinçler veya ayaklı vinçler " olarak da adlandırılır. Çoğunlukla limanlarda, tersanelerde ve depolarda kullanılmaktadır. Bulunduğu raylar üzerinde hareket etmektedir.

Portal krenler açık havada çalıştıkları için korozyona karşı dirençli üretilmelidirler. Bu nedenle, genellikle üç kat boya ile kaplanırlar. Krene ait motorlar ve diğer makineler içine su girmeyecek şekilde korunmalıdır. Portal krenlerin de çeşitleri mevcuttur. Bunlar, tam portal krenler, yarı portal krenler, konsollu portal krenler olarak adlandırılır [1]. Şekil 1.1 portal krenleri, ayak geometrilerini ve yükleme koşullarını ifade etmektedir.

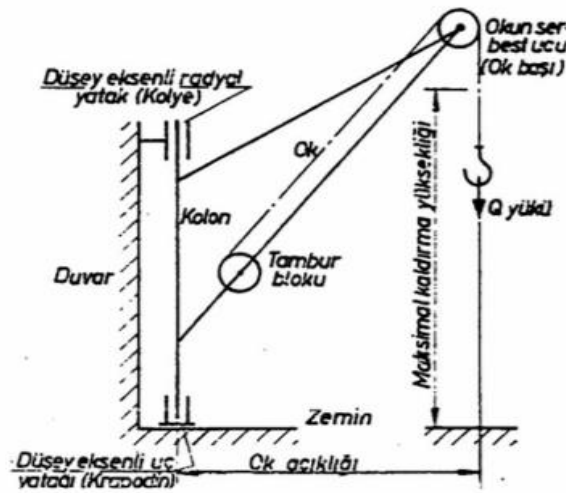


Şekil 1.1. Portal Krenler[1]

Tam portal krenlerin her iki bacağı da yere monte edilmiş raylar üzerinde hareket eder. Yarı portal krenlerde ise krenin bir ayağı binanın üzerine yapılmış bir ray veya platform üzerinde hareket eder, diğer ayak ise yere monte edilmiş ray üzerinde hareket eder.

Konsollu portal krenler ise çalışma alanını büyütebilmek amaçlı her iki taraftan veya tek bir taraftan kollu olarak imal edilirler. Portal krenler ana kiriş, bacaklar, gergi kirişleri, yürüyüş grubu, kaldırma grubu (tambur, kanca bloku, halatlar vs.), araba ve diğer elemanlardan oluşmaktadır [1].

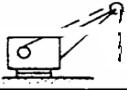
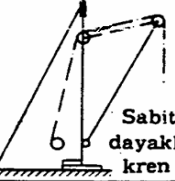
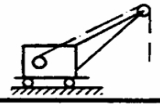
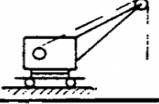
Oklu krenler, liman ve şantiyeler de sık kullanılan ve kullanıldığı alanda önemli bir rol üstlenen kaldırma makinelerindendir. Genellikle ok olarak adlandırılan kiriş, uçlarından birisi yardımıyla düşey bir eksen etrafında dönme hareketi gerçekleştirir. Kanca bloğu, okun serbest şekilde duran öteki ucu tarafından taşınmaktadır. Sabit aplik krenleri, müstakil sabit krenler, hareketli veya mobil krenler olarak çeşitleri bulunmaktadır. Şekil 1.2’de oklu kren şeması gösterilmiştir.



Şekil 1.2. Oklu Kren Şeması [2]

Sabit aplik krenleri, bir atölyeye, bir duvara veya kolona sabitleyerek çalışma alanı için uygun hale getirilebilir. Okun serbest ucu, yarıçapı ok açıklığına eşit olan bir daire çizebilir.

Müstakil sabit krenler, bir duvara veya kolona sabitlenmeden kullanılabilirler. Okun serbest ucu tam bir daire çizebilir. Hareketli veya mobil krenler ise raylar üzerinde ya da herhangi bir alan üzerinde hareket edebilen kaldırma araçlarıdır. Şekil 1.3 oklu kren uygulamalarını ifade etmektedir.

Oklu Krenler ve Döner Krenler				
	Oklu Krenler	Döner Krenler	Döner Kuleli Krenler	Dayaklı Krenler
Sabit	Oklu sabit kren 	Sabit döner kren 	Sabit döner kuleli kren 	Sabit dayaklı kren 
(ray üzerinde)	Raylı oklu kren 	Raylı döner kren 	Raylı döner kuleli kren 	Raylı dayaklı kren 

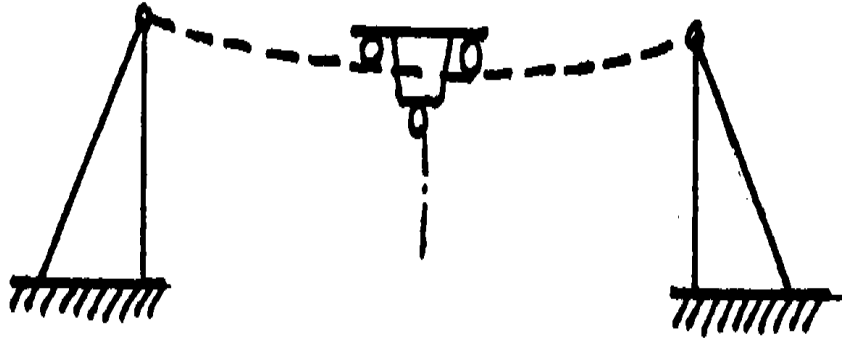
Şekil 1.3. Oklu Kren Uygulamaları [2]

Kaldırma kapasitesi, ok açılığı, kaldırma yüksekliği gibi önemli kriterler bu krenlerde de bulunmaktadır. Krenlerin birçok türünde kaldırma hareketi ve dönme hareketi, mobil krenlerde ise ilerleme ve yürütme hareketi, oklu krenlerde de ok açılığının değişme hareketi mevcuttur. Şekil 1.4 oklu kren örneğini ifade etmektedir.



Şekil 1.4. Oklu Kren Örneği[3]

Kablolu krenler, Şekil 1.5'de gösterildiği gibi üzerinde arabanın hareket halinde olduğu bir veya daha fazla taşıma halatlı(tel halatlı) kaldırma makinelerindendir. Şantiyeler ve depolar bu kren türünün en sık kullanıldığı çalışma alanlarıdır. Halatlar iki hareketli kule arasında gerilmiştir [2].



Şekil 1.5. Kablolü Kren Şeması [2]

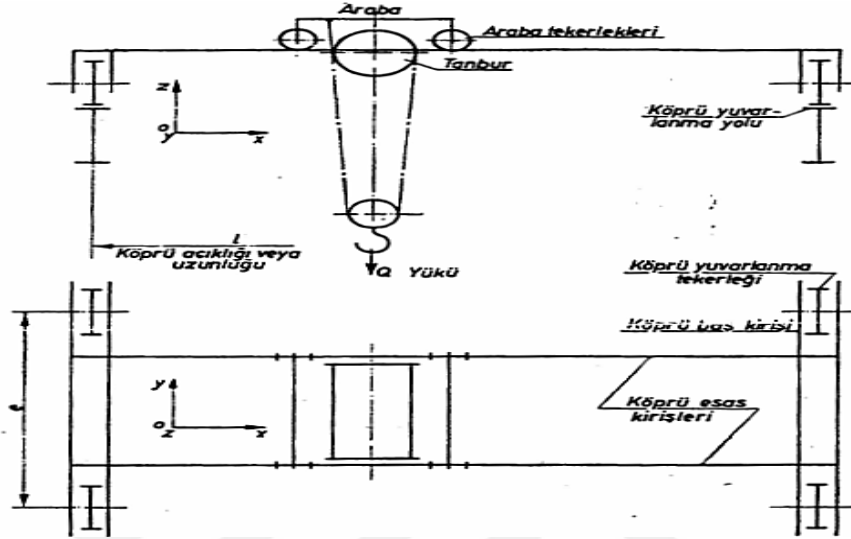
Mobil krenler, düşey ve yatay şekilde bulunan yüklerin bir noktadan diğer noktaya taşınması ya da daha yükseğe iletilmesi amacıyla kullanılan, araçlara monte edilmiş krenlerdir. Krenler konteyner taşıma da, ağır vasıta araçlarını kaldırmada, inşaat sektöründe, ağır yüklerin kaldırılabilceği çoğu yerde kullanılmaktadır. Şekil 1.6 kamyonlu bir mobil kren görselini ifade etmektedir.



Şekil 1.6. Kamyonlu Mobil Kren[4]

Köprülü krenler, Şekil 1.7’de ifade edildiği gibi yükseğe konumlandırılmış iki kren yolu arasında bir köprü konstrüksiyonundan meydana gelmektedir. Ağır ve yarı ağır endüstriyle alakalı fabrikalarda ve taşımının, kaldırmanın olduğu sahalarda tercih edilerek kullanılmaktadır. Elle tahrikli veya elektrik tahrikli olarak çalışırlar. Köprülü kren tarafından gerçekleşen hareketler aşağıdaki gibi sayılabilir;

- Ox eksenı boyunca yatay hareket, arabanın köprü üzerinde yaptığı ileri geri hareketi
- Oy eksenı boyunca yatay hareket, yükü ileri geri kaydırma hareketi
- Oz eksenı boyunca düşey hareket, yani kaldırma ve indirme hareketi



Şekil 1.7. Köprülü Kren Şeması [2]

Şekil 1.7’de gösterilen şemaya göre köprülü krende ;

- Tamburlu kaldırma (yükü) mekanizması,
- Araba hareket mekanizması,
- Köprü yürütme mekanizması,
- Bir köprülü kren,
- Taşınacak yükün maksimum değeri,
- Köprü açıklığı mekanizmaları olması öngörülür.

Köprülü kren mekanizmasında kaldırma hızı, köprü ilerleme hızı, araba ilerleme hızı, kaldırma yüksekliği, köprü gezinme mesafesi de dikkate alınması gereken özelliklerdir [2].

1.2 Köprülü Kren Çalışması

Günümüzde krenlerin çalışma alanlarının artması ve krenlerde kazaların çoğunluğunun hareketli yük altında gerçekleşmesi nedeniyle kren dinamik analizlerinin yapılması ve literatüre katkı sunması son derece önemli hale gelmiştir. Krenler günümüzde kullanıldığı alanlarda düşük hızlarda çalıştırılmaktadır.

Yüksek hızlarda çalıştığında dinamik etkiler göz önüne alındığında kullanılan yükseltme katsayılarının yetersiz kaldığı gözlemlenmektedir. Şekil 1.8 bir endüstriyel tesiste kullanılmakta olan çift kirişli köprülü vinçleri göstermektedir.



Şekil 1.8. Çift Kirişli Köprülü Vinç [5]

Mukavemet hesaplamalarında daha doğru sonuçların elde edilmesi açısından dinamik analizlerin ve yeni araştırmaların yapılması gerekli hale gelmiştir. Köprülü krene, belirlenen çalışma koşullarında dinamik analiz gerçekleştirilerek literatüre katkı sağlayacağı düşünülmüştür. Şekil 1.9'da temel bir kren ve çalışma koşulları gösterilmiştir [6].

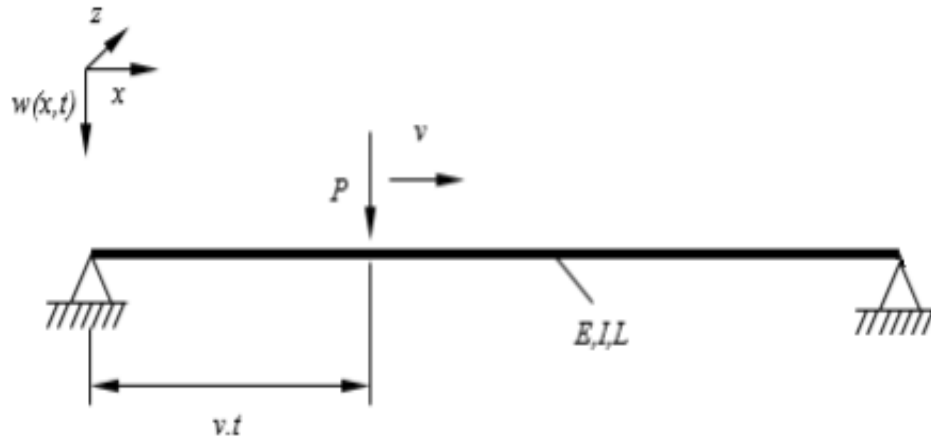


Şekil 1.9. Kren ve Çalışma Koşulları [6]

Çalışma, özellikle imalat sektöründe oldukça önemli bir yere sahip kren kirişlerinin statik ve dinamik yükler altında sonlu elemanlar yöntemi (FEM) ile davranışlarının incelenmesini amaçlamaktadır.

Kiriş üzerinde bulunan hareketli yükler kirişte önemli dinamik etkilere neden olmaktadır. Kren kirişi statik, titreşim ve burkulma gibi dinamik çalışmalar için verimli ve uygun olan Euler-Bernoulli kirişi olarak modellenmiştir.

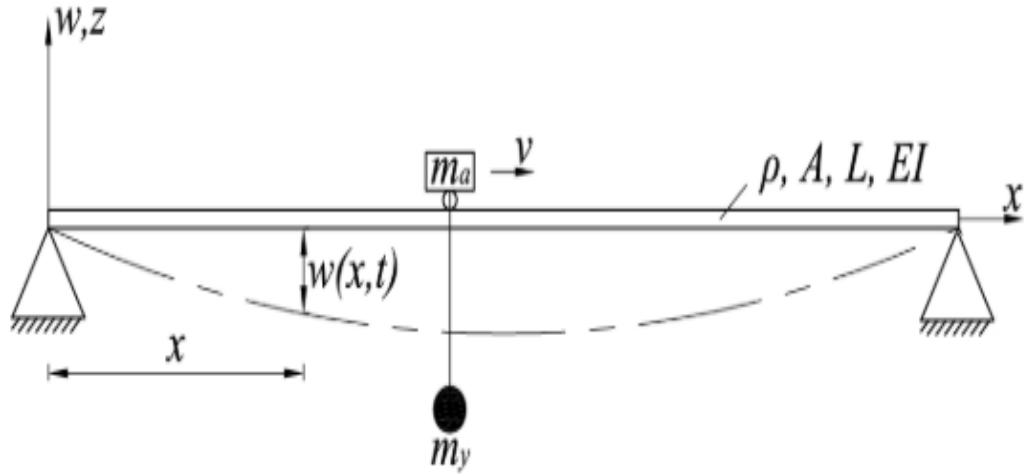
Bu kiriş türü en temel teori olarak, kren tipi yapılarda hareketli yükün sebep olduğu dinamik etkiler daha doğru şekilde tespit edilmesine tasarımlarının en uygun şekilde yapılmasına olanak sağlayacaktır. Çalışmada kiriş için tekil yük problemi ele alınmıştır. Hareketli yüke maruz basit mesnetli ve homojen Euler-Bernoulli tipi kirişin fiziksel modeli Şekil 1.10'da gösterilmiştir [7].



Şekil 1.10. Euler-Bernoulli Tipi Basit Kiriş [7]

Çalışmada modellenen Euler-Bernoulli kirişi için geçerli ölçüler ilgili DIN 15018 standartlarına göre yapıldı ve konstrüksiyon için yapılan analizde sınır koşulları mevcut çalışma koşulları için seçildi. Krenlerin yer değiştirmesi fazla olduğundan tasarım aşamasındayken mümkün olduğunca görev tanımını ideal bir şekilde yerine getirebilmesi açısından çalışma koşulları optimum seçilmelidir. Tasarlanan kiriş Şekil 1.11'de gösterildiği üzere hareketli yükümüz ve mesnet noktalarının tanımlanması ile dinamik analiz gerçekleştirilmiştir [8].

Kren üzerinde hareket eden yükün dinamik davranışının incelenmesi için hareketli yükün farklı kiriş boyutu özelliklerinde etkisi parametrik olarak incelenmesi amaçlanmıştır. Analiz koşulları arabanın $t=0$ anında kiriş bir ucundan belirlenen hız koşullarında diğer ucuna hareketinin kiriş yer değiştirme ve toplam von-mises gerilmelerine etkisi incelenmesi amaçlanmıştır. Kren kirişinin başlangıç koşullarında yer değiştirmedeği ve herhangi bir titreşim yapmadığı kabul edilmiştir.



Şekil 1.1. Kren sistemi geometrisi [8]

Gerçekleştirilen çalışmada parametrik olarak incelenen bir diğer değişken ise kütledir. Kirişin maruz kaldığı toplam kütle hem hareketli yük (araba) hem de kirişin kendi kütlesinin toplamından oluşmaktadır. Çalışma farklı kütle değerlerinde parametrik olarak gerçekleştirilmiştir.

Çalışma farklı malzeme özellikleri için de gerçekleştirilmiştir. Yük taşıma sistemlerinde ağırlığın az olması tercih edilen bir özelliktir ancak seçilen malzeme özelliği yük için gerekli mukavemeti sağlayacak şekilde seçilmelidir. Dolayısıyla genellikle kren yapılarında hem mukavemet hem ağırlık tercihi söz konusu olduğundan orta mukavemetli malzeme seçilmesi tasarım süresince önemlidir.

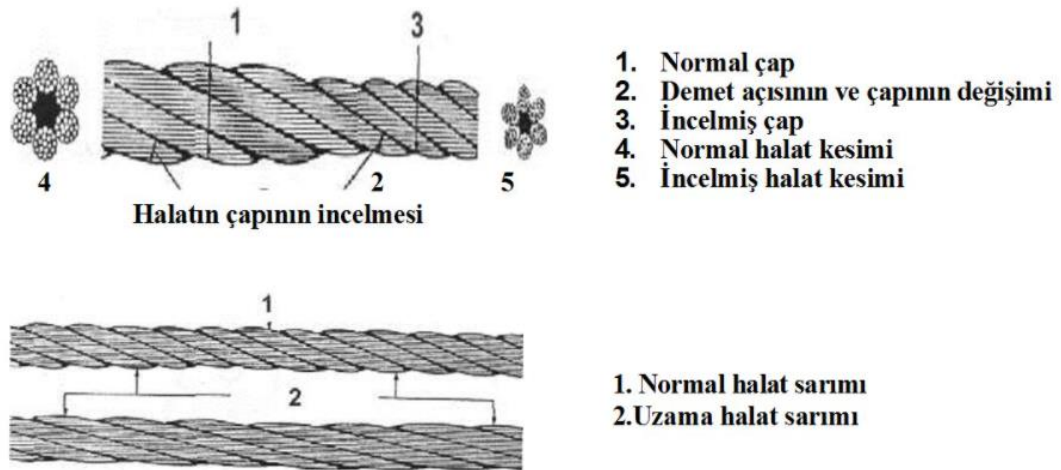
1.3 Krenlerin Periyodik Bakımları

Kren emniyet sistemlerinin işlerliği belirli periyotlarla kontrol edilmesi gerekmektedir. Krenlerin ilk bakımında, bütün redüktörlerin yağlarının değiştirilmesi, kreni oluşturan elemanların ve emniyet sisteminin işlerlik kontrolü yapılması ve imalatçı firmanın vereceği yağlama cetveline göre yağlamalar yapılmalıdır.

Periyodik bakımlarda ise ilk bakımlara ilave olarak aşınma kontrolleri yapılarak, değişmesi gereken parçalar değiştirilmelidir. Kren mekanizmasının en kritik elemanı olan kancalar periyodik bakımda muayene edilmelidir. Kanca yüzeyindeki çatlak veya çatlaklar, kancanın kesitinin %10 miktarından fazla aşınma, tarafsız eksenden 10° sapan eğilme veya burulma deformasyonu oluşması, emniyet mandalsız kancalarda, kanca ağzı boyutunun %15 miktarını geçmesi, emniyet mandalının aşınma veya deformasyondan dolayı kullanılmaz hale gelmesi, bu belirtilen olumsuzluklar bulunursa kanca kullanımdan çıkarılmalıdır.

Krenlerin kullanılmaya başlamadan önce mekanik sistemlerinin kasıtsız ve sürtünmesiz çalışması, elektrik sistemlerinin uygunluğu, emniyet sistemlerinin işlerliği test edilmelidir. Geometrik ölçüm kontrolleri gerçekleştirilmelidir. Aşırı yükleme ve sehim testleri yapılmalıdır.

Kren halatlarının kontrolü de diğer elemanlar gibi önemlidir. Aşınma, yorulma, korozyon, bükülme ve yanlış halat bağlama gibi faktörler çelik tel halatın ömrünü etkilemektedir. Halatın ömrüne etki eden faktörler ise, çalışma şartları, halat eğilmesi, tel kopma mukavemeti, yiv şekli ve malzemesi, halat yapı şekli, halatların yağlanması, korozyon ve tel kalınlığıdır. Krenin verimli çalışması için ilk bakım işlemleri ve periyodik bakım işlemleri gerçekleşmesi gerekmektedir. Devamlı ve koruyuculu bakım, iş emniyetini tehlikeye düşürmez, ekonomik kayıpları engeller ve çalışma verimliliğini artırır [9]. Şekil 1.12 periyodik halat kontrolü sonrasında halatta olması gereken sarım şeklini ifade etmektedir.



Şekil 1.12. Periyodik Halat Kontrolü Örneği [10]

1.4. Amaç

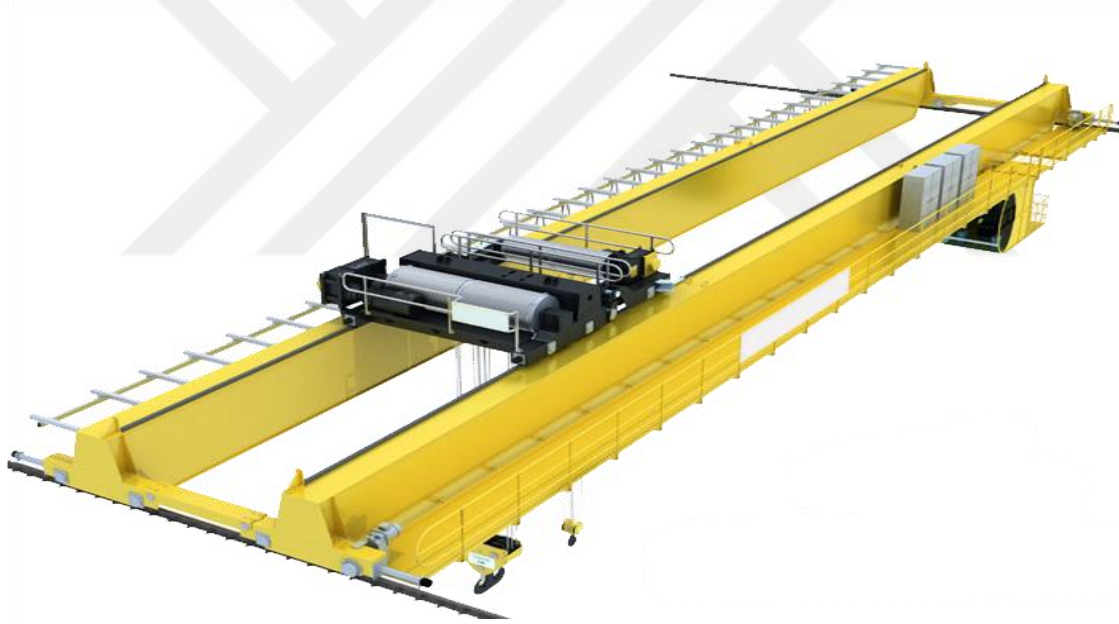
Köprülü kren çalışma proseslerinde, hareketli yüklerin kren yapısına etkisi önemli bir problemdir. Aynı yük koşullarında statik yükler ile karşılaştırıldığında dinamik yük koşulları altında çalışan kren kirişlerinde hem deformasyon miktarı daha fazla hem de daha yüksek gerilimler meydana gelmektedir [11].

Kren tasarım ve test aşamasında yapılan testlerin büyük bir bölümü statik yük koşulları altında gerçekleşmektedir. Ancak kirişin kendi ağırlığı ve kaldırılan yükün statik etkisine ilaveten araba ve kirişin etkileşimi nedeniyle oluşan dinamik yer değiştirmeler mukavemet hesaplamalarının daha doğru yapılmasında ve güvenlik faktörünün artırılmasında son derece önemlidir.

Bu nedenle çalışmada Euler-Bernoulli kiriş modeli kullanılarak, hareketli yük problemlerinde yer değiştirme ve gerilemeleri veren ifadelerin sayısal olarak elde edilmesi amaçlanmıştır.

Kütle, malzeme ve kiriş boyu özellikleri değiştirilerek farklı çalışma senaryoları oluşturulmuştur. Oluşturulan senaryolarda dinamik davranışların statik davranışlardan farklı özellikler gösterdiğinin belirlenmesi ve sayısal olarak ortaya konması amaçlanmaktadır. Ayrıca çalışmada bir diğer amaç ise optimum çalışma koşullarının hangi sınır koşulları altında meydana geldiğidir.

Her geçen gün daha da gelişen teknoloji ve bununla birlikte imalat hızının da artması sonucu yük taşıma hızı ve kapasitesinin artması da söz konusu olmaktadır. Çalışma ile artan hız ve taşıma kapasitesine bağlı yüklerin davranışlarının incelenmesi ve artan talepleri karşılayacak sistemlerin geliştirilmesine yardımcı olması beklenmektedir. Şekil 1.13 çift kiriş kren örneği ve üzerinde hareket halinde olan arabayı ifade etmektedir.

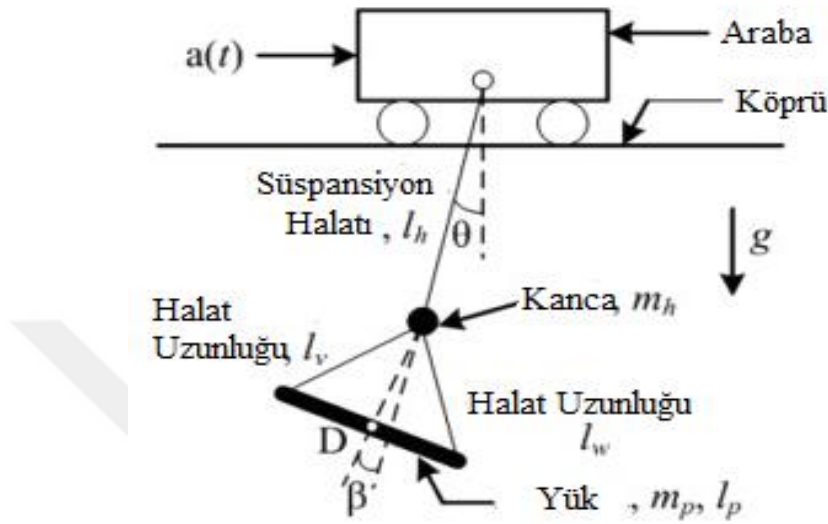


Şekil 1.13. Çift Kiriş Kren Örneği [12]

Malzeme seçimi mühendislikte en önemli ve olmazsa olmaz parametrelerden biridir. Malzeme seçimi yapılırken sistemin çalışma koşullarına bağlı olarak yeter miktarda mukavemet özelliğini sağlaması, yük koşullarına göre hafif olması ve maliyet açısından da sürdürülebilir olması gerekmektedir.

Çalışma da farklı malzeme özelliklerine sahip kirişlerin hareketli yük altında çalışma koşullarının sayısal incelenmesi yapılmıştır.

Her bir malzeme için belirlenen yük koşulları altında yer değiştirme, gerilmeler ve diğer mukavemet özellikleri belirlenerek sistem için en uygun malzemenin seçilmesi amaçlanmıştır. Şekil 1.14'de hareketli yük altında çalışan bir kren kirişinin yük altında hareketi ve yükleme şekli gösterilmiştir.



Şekil 1.14. Kren Kirişi ve Yükleme Şekli [13]

Farklı kiriş boyu, farklı yük ve farklı malzeme koşulları altında modellenen Euler-Bernoulli kirişinin mukavemet değerleri belirlenen sınır koşulları altında parametrik olarak incelenmiştir. Çalışma özellikle ulusal alanda faaliyet gösteren firmalarda ve akademik alanda değişken parametrelerin farklı kombinasyonlarda bir araya getirilerek güvenli, optimum ve daha az maliyetli sistemlerin tasarlanması ve araştırmaların yapılmasına olanak sağlayacaktır.

Aynı malzeme ve aynı yük altında kiriş boyutu değiştirilerek tasarlanan kirişler ile de çalışmaya katkı sağlanacaktır. Kirişin boyutu değiştirilerek tasarlanan kirişin üzerinde oluşan gerilmeler sayısal olarak elde edilerek karşılaştırmalar gerçekleştirilmiştir.

Daha önce literatürde yapılan çalışmalar genellikle teorik kiriş teoremi üzerine teorik ya da deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Çalışma içerisinde yapılacak sayısal çalışmalar zaman ve maliyet açısından oldukça verimli sonuçlar verebilme yeteneğine sahiptirler.

Sayısal çalışmalar belirlenen parametreler ile sınır koşullarının belirlenmesi literatürde yapılacak olan diğer çalışmalara katkı sağlayacağı ve bu çalışmaları bir adım öteye taşıyacağı açıktır.

Literatürde hem malzeme hem kiriş boyu hem de kütle değişkeninin aynı çalışmada incelenmelerinin oldukça az olması çalışmanın uluslararası indekslerde taranan dergilerde ve konferanslarda sunulmasına da olanak sağlayacaktır.

Araştırma konusu, özellikle sanayide yapılan kren testlerinin sadece statik yük altında gerçekleşmesi ve olası kaza durumlarının engellenmesi adına ulusal bir yayın olarak sayısal analiz sonuçları ile statik davranışlar ile dinamik davranışlar arasında belirli farklılıkların olduğunu ortaya koyması bakımından önem taşımaktadır.

Çalışma ilerleyen zamanlarda aynı sınır koşulları altında yeni bir fikir, bilimsel bir yöntem olan deneysel çalışmalar aracılığı ile doğrulanabilir özelliği ile de gelişime sağlamaktadır. Şekil 1.15 çift kiriş vinç çalışma alan örneğini ifade etmektedir



Şekil: 1.15. Çift Kiriş Vinç Çalışma Alanı [14]

2. KAYNAK ARAŞTIRMALARI

2.1. Literatür Araştırmaları

Köprülü krenlerin çalışma koşulları, malzeme özellikleri, yük miktarları ve optimal çalışma koşulları ile ilgili çalışmaların önemi teknoloji ve endüstriyel üretim arzının artmasıyla artmaktadır. Bu durum bilimsel anlamda da krenler üzerinde farklı çalışmaların yapılması gerekliliğini doğurmaktadır. Bu bölümde literatürde krenler ile ilgili yapılan çalışmalardan bazılarına değinilmiştir.

Esen İsmail (2009), Hareketli Yükler Altındaki Köprülü Kren Kirişlerinin Dinamik (mukavemet) Analizi isimli çalışmasında bir bernoulli-euler ince kirişi ve kutu kesitli gerçeğe yakın bir çift kirişli köprülü kren kiriş sistemi incelemesi gerçekleştirmiştir. Dinamik analiz için SAP2000 programı kullanmıştır. Dinamik (mukavemet) analizinde newmark doğrudan zaman integrasyonu metodu ve oransal sönümlleme tercih etmiştir. Analiz için teorik ve pratik model tasarlanmıştır. Birinci model de Bernoulli-Euler kirişi için, ikinci model de gerçek çift kirişli kren tasarımı için farklı hız ve yüklerde analiz yapılmıştır. Çalışmada kren kirişlerinin dinamik davranışı, üzerindeki hareket eden yükün hızına ve kütesine bağlı olarak değiştiği belirtilmiştir. Hareket eden yükün, kiriş sisteminin tabii titreşim frekansını değiştirdiği sonucuna varılmıştır. Yükün hızı arttıkça maksimum yer değiştirmenin olduğu yer, kiriş ortasından ileriye gitmektedir. Çalışma içerisinde tasarlanan kren kirişinde belirlenen kiriş uzunluğuna göre kiriş orta noktasının yer değiştirme miktarının tasarım açısından yeterli olmadığı gösterilmiştir. Kaldırılacak yükün miktarı ve arabanın hızı ve taşıyıcı sistemin dinamik özellikleri dikkate alınarak yapılacak hesapların daha doğru olacağı gösterilmiştir. Yüksek hızda çalışan kren sistemleri çalışma senaryolarına göre dinamik davranışları incelenmesi gerektiği belirtilmiştir [8].

Ahmet Gökhan Hasan (2012), Hareketli Yüke Maruz Euler-Bernoulli Tipi Kirişlerin Dinamik Davranışının İncelenmesi isimli çalışmasında hareketli yüke maruz basit mesnetli, homojen, izotropik Euler-Bernoulli tipi kirişler için hareketli yük altındaki dinamik davranışlarının incelenmesi gerçekleştirilmiştir. Euler-Bernoulli tipi kirişler için hareketli yük problemi sürekli kiriş teorileri çerçevesinde matematiksel olarak verilmiş ve yer değiştirme modelini veren matematik model MATLAB programında çözülmüştür. Matematik model tek kirişli köprülü kerene uyarlanmış ve krene ait parametrelerle analiz yapılmıştır. Yapılan analizler de, değişik hareket hızları ve değişik kütle oranları (yükün kiriş kütesine olan oranı) için çalışma senaryoları oluşturulmuştur. Yine bu çalışma da kren kirişlerinin dinamik davranışı, üzerindeki hareket eden yükün hızına ve kütesine bağlı olarak değiştiği belirtilmiştir. Kirişin yüksüz halindeki doğal frekansının tasarım parametresi olarak önemli olduğu

belirtilmiştir. Hareket eden yükler kiriş sisteminin doğal frekansını değiştirdiği ve yük kirişin farklı yerlerinde iken sistem farklı titreşim değerleri verdiği gösterilmiştir. Bu tip sistemler de statik yer değiştirme hesaplarının yetersiz kaldığını gösterip, hareketli yükten kaynaklanan dinamik etkilerin sistemin çalışma senaryolarına göre incelenmesinin gerekliliğini vurgulamıştır [15].

C. Oktay Azeloğlu, Ahmet Gökhan Hasan, Seyhan Özen, Özgen Ümit Çolak Çakır, Ahmet Sağırlı (2015), Hareketli Yük Altında Çalışan Kren Kirişlerinin Teorik ve Deneysel Deformasyon Analizi isimli çalışmalarında kren kirişlerinde hareketli yükün oluşturduğu dinamik etkileri tespit etmek ve literatürde bu problemin çözümü için sunulan nümerik yaklaşımların geliştirilmesine katkı sağlamaktadır. Teorik ve deneysel olarak çalışma gerçekleştirilmiştir. Teorik çalışma da ANSYS programı kullanılmıştır. Çalışmada kullanılan geliştirilen nümerik modelin kren kirişleri için kullanılabileceğini göstermiştir. Bu çalışma da yine kren kirişlerinin dinamik davranışı, üzerindeki hareket eden yükün hızına ve kütlesine bağlı olarak değiştiği belirtilmiştir. Hıza bağlı olarak maksimum sehim değerinin ve maksimum sehim olduğu yerin statik hesaplarda öngörülen durumdan farklı değerlerde oluştuğunu elde etmişlerdir. Krenlerde sadece kirişin orta noktasındaki sehimin kontrol edildiği statik hesapların yetersiz olacağını göstermektedir. Çalışma hızları arttıkça statik yanında dinamik hesaplarda göz önüne alınması gerektiği belirtilmiştir. Çalışma da belirlenen hız değerleri için teorik ve deneysel sonuçlar arasındaki bağıl hata oranının uygun sınırlarda kaldığı gösterilmiştir. FEM modelinden elde edilen sonuçların kren kirişlerinin dinamik davranışını başarılı şekilde ortaya koyduğu ve ileride olabilecek çalışmalar için kullanılabileceği gösterilmiştir [16].

Evren Emre Erhan (2011), Kiriş elemanlarından oluşan bir yapının sonlu eleman analizi isimli çalışmasın da sonlu elemanlar metodu kullanılarak, kiriş elemanlarından oluşan bir yapının analizi gerçekleştirilmiştir. Kiriş elemanlarından oluşan sistemler, kuvvet ve hareket iletilici elemanlar olarak ifade edilmiştir. Kiriş elemanlarından oluşan bir kafes sisteminin çözümüne ait bir sayısal çalışma yapılmıştır. Çalışma herhangi bir sistemin sonlu elemanlar yöntemiyle hızlı ve kesin yollarla nasıl yapılabileceğinin bir örneği olmuştur. Sonlu elemanlar yönteminde kullanılan programların temelinde olan formülasyon ve işlem hiyerarşisinin bir özeti olarak belirtilmiştir [17].

H. Kemal Sürmen(2008), 2x250 portal kren konstrüksiyonunun modellenmesi ve sonlu elemanlar yöntemiyle analizi isimli çalışmasın da 2x250 portal kren sistemi, bilgisayar ortamında modellenmiş ve çeşitli sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar analizi için LUSAS programı kullanılmıştır. Kren elemanlarının malzeme özellikleri programa tanımlanmıştır. Portal kreni oluşturan çelik konstrüksiyonlar ve bunlara etkileyen yükler incelenmiş, elemanlar emniyetli şekilde tasarlanmış ve krenin konstrüksiyonu oluşturulmuştur. Mekanik aksamaları ayrıntılı şekilde anlatılmıştır. Krenin mukavemet ve stabilitesi, işletme ve

durma anında maksimum yük altında bu yüke dayanacak şekilde tasarlanmıştır. Çalışmada yükler, krenin hareketsiz ağırlığı, yürütülen yükün ağırlığı, harekete karşı gösterilen direnç dinamik etkiler ve rüzgâr yükü olarak tanımlanmıştır. Programda tanımlanan yüklemeler için deformasyon sonuçları incelenmiş, elde edilen sonuçlar ile deformasyonların önemli miktarda olmadıkları anlaşılmıştır. Gerilme analizlerinin sonuçlarına göre gerilmelerin krenlerde genellikle ana malzeme olarak kullanılan St44-2(S275JR) malzemesinin akma sınırı altında olduğu görülmüştür. Yapı elemanlarının, rijit bacak kolonu hariç oldukça güvenli olduğu görülmüştür. Rijit bacak kolonu için akma sınırı daha yüksek olan St52-3 malzemesinin daha uygun olacağı belirtilmiştir. Sonlu elemanlar yönteminde de hatalar olabileceği için katı modelle karşılaştırılması gerektiği belirtilmiştir [18].

İsmail Esen(2020), Dynamics of Size Dependant Timoshenko Micro Beams Subjected to Moving Loads isimli yaptığı çalışmada bir Timoshenko kirişinde hareketli yükün dinamik davranışını sonlu elemanlar yöntemi ile modellemiştir. Çalışmada klasik Timoshenko kirişini istatistik yöntemler ile türetilen yeni şekil fonksiyonunu kullanarak iki düğüm noktalı boyutlara bağlı kirişin kütle ve katılık matrisi özelliklerinin belirlemiştir. Çalışmada temel olarak farklı yük ve kütle özellikleri altında kirişin dinamik davranışı incelemiştir. Farklı kütle ve hız koşulları altında titreşim ve katılık matrisi incelenmiştir. Frekans parametreleri arttıkça malzeme yer değiştirmesinin arttığı belirlenmiştir [19].

Gökçe Akgün (2013), 2x400 Ton Portal Kren Tasarımı ve Sayısal Yöntemle Analizi isimli çalışma da 2x400 ton portal kren sistemi tasarlanarak sonlu eleman yöntemiyle analizi gerçekleştirilmiştir. Deformasyon ve gerilme analizleri karşılaştırılmıştır. Kren çalışırken krene etkileyen en temel yük krenin kendi ağırlığı bunun yanında çalışma yükü rüzgâr yükü ve dinamik yüklerde etki etmekte olduğu belirtilmiştir. Portal kren elemanları ayrıntılı şekilde anlatılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi olarak ANSYS programı tercih edilmiştir. Tasarlanan kren sistemi üzerinde hem statik hem de dinamik analizler gerçekleştirilmiştir. Kanca bloku, ana kiriş ve montajlı kren üzerinde gerçekleşen analizlerin sonuçları verilmiştir. Malzemeler St37 ve St52-3 çelikleri olarak seçilmiştir. Kanca bloku kirişi için elde edilen gerilme değerleri St37 çeliğinin emniyet değerinden küçük olduğundan tasarımda sadeleştirilmeye gidilebilir. Ana kirişle ilgili gerilme sonuçları St37 çeliğinin değerinin altındadır. Kren montajlı iken daha yüksek bir sehim değeri bulunmuştur. Buna sebep olan durum ise bacaklar ve yürüyüş takımlarında oluşan sehimlerin bu değere dâhil olmasıdır. Krenin boji denge kirişinde ve küçük denge kirişinde yenileme yapılması ve St37 çeliği yerine St52-3 çeliğinin kullanılması uygun görülmüştür. Tasarlanan kren tasarımı uygun bulunmuş olup, analizlerde sonlu elemanlar yöntemiyle sağlıklı sonuçlar elde edildiği gösterilmiştir [1].

Lasinta Ari Nendra Wibawa(2020), The Fatigue Life Prediction of Gantry Crane with Load Capacity Variation Using Ansys Workbench isimli çalışmasında portal vincin yorulma ömrünü ANSYS programı kullanılarak analiz etmiştir. Portal vinç 7, 8, 9 ve 10 ton yüklerine maruz bırakılmıştır. Gerberin ortalama stres teorisini kullanarak yorulma ömrünü analiz etmiştir. Portal vinç konstrüksiyonun da alaşımlı alüminyum kullanılmıştır. Portal vinç yapısının 7, 8, 9 ve 10 yüklerine göre sırasıyla güvenlik faktörü 1.296,1.134,1.008 ve 0.907 olarak hesaplanmıştır.10 tonluk bir yükleme de portal vincin minimum yorulma ömrü 1 milyon çevirimden az olarak bulunmuştur [20].

Cihan Oytun Bulut(2011), Hareketli Yüklere Maruz Köprülü Kren Kirişlerinin Dinamik Analizi isimli bu çalışma da üzerinde hareketli yükler bulunan köprülü kren kirişlerinin dinamik davranışı incelenmiştir. Bir Berneoulli-Euler ince kirişi işlenmiştir. Analizler SAP2000 programında gerçekleştirilmiştir. Yine bu çalışmayla elde edilen bir sonuç, kren kirişlerinin dinamik davranışı, üzerindeki hareket eden yükün hızına ve kütlesine bağlı olarak değiştiğidir. Hareket eden yük, kiriş sisteminin tabii titreşim frekansını değiştirmektedir. Çalışmanın en önemlisi vurgusu ise ağır şartlarda hızlı çalışacak krenlerin hizmet ömrünün bilinmesi için sistemin dinamik davranışının hassas şekilde belirlenmesi zorunlu hale geldiğidir. Analitik yöntem ve analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Matematiksel modelleme ve formülasyon ayrıntılı şekilde anlatılmıştır. Yine diğer çalışmalarda da elde edilen sonuçlardan biri kiriş üzerinde oluşan maksimum yer değiştirme sadece orta noktada ya da ilerisinde değil gerisinde de oluşabildiğini göstermektedir. Kirişin yer değiştirme şekli kütle oranından ziyade yükün hızına bağlı olduğunu ortaya koymuştur. Yüksek hızlarda oluşan maksimum yer değiştirme arabanın kirişin uç kısmına yaklaşma anında oluştuğu sonuçlarına varılmıştır [21].

D. C. D. Oguamanam and J. S. Hansen(2001), Dynamics of A Three-Dimensional Overhead Crane System isimli çalışma da 3 boyutlu gezer vinçlerin dinamikleri incelenmiştir. Vinçlerin, taşıdığı yükü en kısa sürede hareket ettirmek amacı taşıdığını belirtmişlerdir. Kiriş diğer çalışmalarda olduğu gibi bir Euler-Bernoulli olarak modellenmiştir. Rayleigh-Ritz çözüm tekniği kullanılmıştır. Sayısal çözümleme yapılmıştır. Vincin üzerindeki hareketlerin, sarkaç uzunluğu ve sarkaç hareketi üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Dikey titreşimin olduğu yerlerde hareket denklemi verdiği gösterilmiştir. Salınım açılarının ve frekanslarının sarkacın uzunluğuna ve yük kütlesine bağlı olduğunu göstermişlerdir. Sarkaç uzunluğu analizleri ile salınım tepkilerindeki baskın frekanslar artan sarkaç uzunluğu ile azaldığı tespit edilmiştir. Üç boyutlu gezer vinçlerin dinamiklerinin karmaşık olduğu kanıtlanmıştır. Daha farklı yaklaşımlar ile de bu karmaşıklığın çözülebileceğini belirtmişlerdir [22].

Congmin Niu, Huajiang Ouyang, Gang Li ve Hongwu Zhang(2015), Calculation of Dynamic Loads Lifting Mechanism of Overhead Cranes In Emergency Breaking isimli çalışmalarında ani frenleme esnasında gezer vinçlerin kaldırma mekanizmasında ki dinamik

yüklerin hesaplanması yapmıştır. Acil durum frenlemesinin, yüklerin, insanların ve ekipmanın güvenliği sağlamak amacıyla vinçlerin kaldırma mekanizmaları için gerekli olduğu belirtilmiştir. Acil frenleme sırasında dinamik yüklerin göz önüne alınması gerektiği vurgulanmıştır. Dinamik yükler bu yüzden vinçlerin tasarımı için önemli bir yere sahip olduğu belirtilmiştir. Tasarım aşamasında frenleme testleri ile dinamik yükleri belirlemenin mümkün olmadığı ortaya konmuştur. Sayısal bir yöntemle bu çalışmanın yapılabileceği belirtilmiştir. Değiştirilmiş bir lagrangian işlevinden türetilen doğrusal olmayan bir dinamik model geliştirmişlerdir. Acil durum frenlemesi esnasında, iki mekanik frenle donatılmış gezer vincin dinamik tepkileri simülasyon algoritması kullanılarak gerçekleştirilebileceği gösterilmiştir. Çalışma da yapılan hesaplama prosedürünün uygulanabilir olduğu kanıtlanmıştır [23].

Bin Zhen, Jian Xu ,Jianqiao Sun(2020), Analytical Solutions For Steady State Responses of An Infinite Euler-Bernoulli Beam On A Nonlinear Viscoelastic Foundation Subjected to A Harmonic Moving Load isimli çalışmada sonsuz Euler-Berneuolli kirişi üzerinde denge durumuna ulaşmış sonsuz nonlinear viskoelastik bir harmonik hareket yapan hareketli yükün davranışını analitik olarak incelemiştir. Çalışmada diğer çalışmalardan farklı olarak matematiksel model nonlinear kısmi diferansiyel yönetici denklemlerin ilgili dönüşümlerle çözülmesi amaçlanmıştır [24].

Mesut Şimşek, Turgut Kocatürk(2007), Dışmerkez Basınç Kuvveti ve Hareketli Harmonik Yük Etkisindeki Bir Kirişin Doğrusal Olmayan Dinamik Analizi isimli bu çalışma da dış merkez basınç kuvveti ve hareketli harmonik yük etkisindeki basit mesnetli bir kirişin doğrusal olmayan dinamik analizi incelenmiştir. Kirişe ait dinamik yer değiştirmelere yaklaşım için trigonometrik şekil fonksiyonları ve yardımcı polinomlar kullanılmıştır. Büyük düşey yer değiştirmelerin, hareketli harmonik yükün hızının, dışmerkez basınç kuvvetinin, dışmerkezliliğinin ve zorlama frekansının kirişin dinamik davranışına etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Hem dış merkez basınç kuvvet hem de harmonik yükler altında olan kirişin dinamik davranışı ilk defa ele alınmıştır. Elde edilen sonuçlar kirişlerin dinamik davranışının incelenmesinin tasarım aşamasında önemli bir rol oynadığını göstermiştir [25].

Yousef S. Al Rjoub, Azhar G. Hamad(2020), Forced Vibration of Axially-Loaded, Multi-Cracked Euler-Bernoulli and Timoshenko Beams isimli yaptığı çalışmada eksenel yük koşulları altında çalışan bir Euler-Berneuolli kirişi ve Timoshenko kirişinin titreşim kuvvetlerini araştırmışlardır. Çalışma farklı sınır koşulları altında sabit hız koşullarında hareketli yük için yapılmıştır [26].

Bedirhan Erken (2009), Kafes Kirişli Portal Kren Ana Kirişinin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Modellenmesi ve Analizi isimli bu çalışma da kafes sistemlerle ilgili bilgiler aktarılarak portal kren ana kirişinde uygulandığı gösterilmiştir. Abaqes/CAE programı hakkında bilgi verilerek , bu programla analizler gerçekleştirilmiştir. Analitik sonuçlar ve analizde elde edilen sonuçlar

karşılaştırılmış sonucunda metotlar arası maksimum fark %8'i geçmemektedir. İki yöntemdeki sonuçlara dayanarak, ana kiriş üzerinde oluşan gerilmeler, kullanılan malzemenin emniyet gerilmesinden daha düşük olduğu için FEM ve DIN normlarına göre güvenli olduğu gösterilmiştir. Çalışmanın en büyük amaçlarından biri kren ana kirişinde optimum özellikler de malzeme kullanılmasıdır. Tasarımı sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen sonuçlara göre daha güvenilir, hafif ve mukavemetli hale getirilebileceği kanıtlanmıştır [27].

Ali Burak Erdil (2007), Portal Krenlerin Tasarımı ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Gerilme Analizi isimli bu çalışma portal krenler incelenmiştir. Sonlu eleman analizi olarak LUSAS programı kullanılmıştır. Köprülü kren sistemini oluşturan elemanlar, teknik özellikler, malzeme özellikleri ayrıntılı şekilde anlatılmıştır. Krenin, genel bir değiştirme ve gerilme kontrolünün çabuk ve hızlı yapılabilmesi için 6 serbestlik derecesine haiz düğüm noktalarında oluşan 3 boyutlu iskelet elemanlarla modellenmiştir ve idealleştirilmiştir. Diğer çalışmalar da yer alan yükler, bu çalışma için de geçerli olup bunlar krenin hareketsiz ağırlığı, yürütülen yükün ağırlığı, hareket karşı gösterilen direnç, dinamik etkiler ve rüzgâr yüküdür. Bu çalışma ile kanıtlanan durumlardan biri de tasarım aşamasında olan iş makinalarının çelik yapılarının seri üretime geçmeden önce bilgisayar ortamında analiz programları yardımı ile tasarımının doğrulanması ve yapılacak iş makinalarının güvenilirliğini ortaya koymasındır. Lineer statik yükleme durumlarında kren üzerinde oluşan gerilme değerleri, krenin tasarım aşamasında istenilen ve aşılmaması gereken gerilme değerlerinden düşüktür. Tüm krenin emniyet kat sayısı 2 ile 20 arasında değiştiğini göstermektedirler. En yüksek gerilme değeri 200 Mpa olduğu görülmüş bu durumda çeliğin akma mukavemetinin altında olduğundan tasarımın doğruluğu çalışma yapan tarafından kanıtlanmıştır [28].

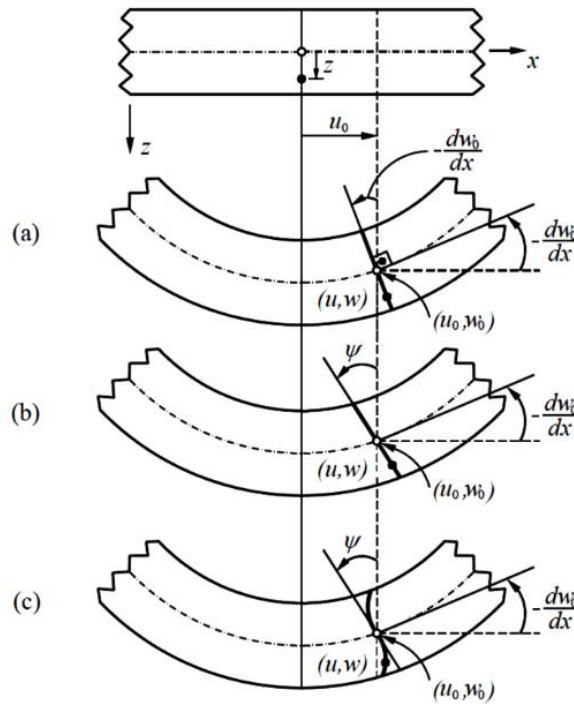
Chunxiao Yu, Jie Zhang, Yiming Chen, Yujing Feng, Aimin Yang(2019), A Numerical Method for Solving Fractional-Order Viscoelastic Euler-Bernoulli Beams isimli çalışmalarında kademeli görevleri olan viskoelastik bir Euler-Bernoulli kirişinin davranışlarını sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışma kademeli viskoelastik malzemelerin kiriş üzerindeki etkisini incelemiştir. Dinamik analizi farklı viskoelastik malzeme için gerçekleştirilmiş olup zamana bağlı yer değiştirmeler elde edilmiştir [29].

G.D. Musca(Anghelache) ve S. Nastac(2020), Dynamic Modelling of Overhead Crane isimli çalışmalarında tavan vincinin dinamikleri ile ilgili araştırma yapmışlardır. Tavan vincinin statik, dinamik, odaklanmış ve dağıtılmış yüklere maruz kalan değişken profilli bir kiriş olduğu belirtilmiştir. Bu durum vincin dinamiğinin matematiksel modelini çok karmaşık bir hale getirdiği kanıtlanmıştır. Ekipmanın çalıştırılırken tehlikeli durumların ortaya çıkabileceğinden, gezer vinçlerin dinamik davranışlarının izlenmesi ve analizlerinin yapılması önemle vurgulanmıştır. Sayısal analizlerde, dinamik yükler altında çalışan vinçlerin büyük periyotlarda artış azalış ile karşılaştığı ve bu yüklerin göz ardı edilemeyeceği sonucuna varılmıştır [30].

Hasan Onur Alkan (2009), 2x160 Ton Portal Krenin Tasarımı ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Gerilme Analizi isimli bu çalışma da diğer çalışmaların ışığında gerçekleşmiş ve portal kren üzerinde analiz yapılmıştır. Portal krenler hakkında bilgi aktararak, bütün parçaların işlevlerini açıklamış ve 3 boyutlu modellerle göstermiştir. Abaqus/CAE yöntemi sonlu eleman analizi için seçilmiştir. Analiz teknik özelliklere göre gerçekleşmiştir. Analitik ve analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen gerilme sonuçlarının, analitik sonuçlara göre daha düşük olduğu görülmüştür. Analiz sonucu ile maksimum gerilmenin ise kirişin mafsalsal bölgesinde olduğu anlaşılmıştır. Analiz sonuçlarına göre ana kiriş, gergi kiriş ve büyük denge kirişinde oluşan gerilmelerin emniyet gerilme değerlerine yakın olduğu gösterilmiştir. Analiz sonuçları ve analitik sonuçlar birbiri ile örtüştüğü gösterilmiş ve üç parçanın tasarımının uygunluğu kanıtlanmıştır. Kule, pantolon, mafsalsal bacak ve küçük denge kirişi gerilme değerleri düşük bulunmuş bu sonuçlarına göre tasarımda sac kalınlıklarının veya takviyelerin azaltılabileceği önerilmiştir. Çalışma sonucunda, tasarımı gerçekleştiren kren sisteminin birkaç yenileme dışında uygun olduğu gösterilmiştir [31].

En önemli özelliği kayma şekil değiştirmelerini göz önünde bulundurmasıdır. Kiriş teorileri içerisinde Euler-Bernoulli kiriş teorisi, Timoshenko kiriş teorisi ve Reddy-Bickford yüksek mertebelerde kayma şekil değiştirmesi parametrelerini içeren teorilerdendir. Euler-Bernoulli kiriş teorisi, yükleme koşulları altında herhangi bir eğilme durumu için düzlem ve kiriş eksenine dik olan kesitlerin eğilme sonrasında da yine dik olmasını ifade etmektedir. Yani yük altında meydana gelen kayma şekil değiştirme ifadelerinin ihmal edilmesi koşuluna dayanmaktadır.

Timoshenko kirişinde ise bu durumun düzlem durumu için aynı ama eğilme sonrasında kesitlere dik olma durumunun ortadan kalktığı ve bir ψ açısı kadar dönmeye maruz kaldığı ifade edilmektedir. Bu durum Timoshenko kirişlerinde kayma şekil değiştirmelerinin varlığı ve kirişin davranışlarına etki ettiği gözlemlenmiş olur. Şekil 3.2’de bir kirişin Euler-Bernoulli, Timoshenko ve Reddy-Bickford kiriş teorileri altında eğilme öncesi ve sonrası durumları gösterilmiştir [32].



Şekil 3.2. Bir Kirişin Şekil Değiştirmesinin Üç Kiriş Teorisi Altında Davranışı [15]

a. Euler-Bernoulli Kiriş Teorisi b. Timoshenko Kiriş Teorisi c. Reddy-Bickford Kiriş Teorisi

Şekil 3.2’den de anlaşılacağı gibi Euler-Bernoulli kiriş kesitinin eğilmeden sonra eksen ile 90 derece açı yaptığı gösterilmiştir. Bu durum koşulları altında Euler-Bernoulli kiriş teoreminde yer değiştirme (1),(2),(3) numaralı denklemlerde belirtildiği gibi ifade edilebilir.

$$u^E(x, z, t) = u_0^E(x, t) - z \frac{\partial w_0^E(x, t)}{\partial x} \quad (1)$$

$$v^E(x, z, t) = 0 \quad (2)$$

$$w^E(x, z, t) = w_0^E(x, t) \quad (3)$$

Denklemlerde, x eksenini kiriş boyunca olan eksen olmak üzere u^E, v^E ve w^E her bir eksen boyunca olan şekil değiştirmeleri ifade etmektedir. w_0 ifadesi ise kirişin yük etkisi ile oluşan düşey şekil değiştirmelerini ifade etmektedir. Euler-Bernoulli kiriş teoreminde, kiriş üzerinde meydana gelen bütün yer değiştirmelerin eşit olduğu kabul edilmektedir. Dolayısıyla, u_0^E ifadesi orta düzlem boyunca herhangi bir noktanın uzama miktarı olarak tanımlanmaktadır. w_0^E değeri ise kiriş üzerindeki herhangi bir noktanın yer değiştirmesini ifade etmektedir [15].

Euler-Bernoulli kirişi üzerinde şekil değiştirmeler, yer değiştirme ve gerilmeler arasındaki kinematik bağlantılar (4), (5) numaralı denklemlerde belirtildiği gibi tanımlanmaktadır. Bu denklemlerde doğrusal olmayan terimler ihmal edilmiş ve kiriş üzerindeki eğilmelerin (x, z) düzleminde olduğu varsayılmıştır.

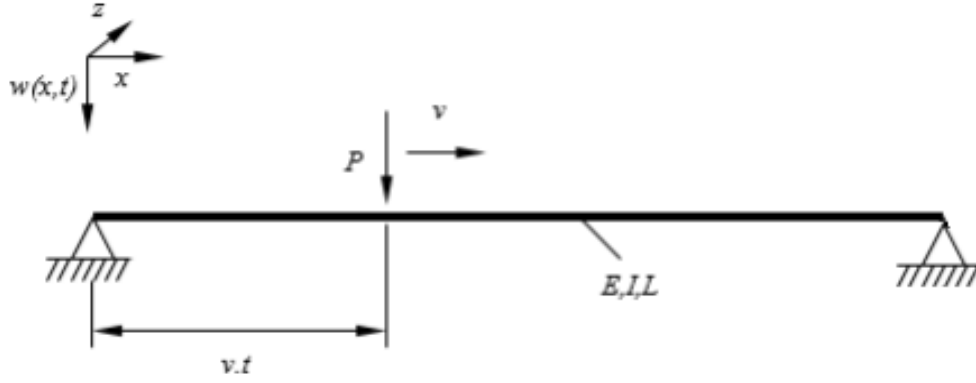
$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x} \quad (4)$$

$$\gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \quad (5)$$

(4),(5) numaralı denklemlerde ifade edilen kiriş boyunca meydana gelen yer değiştirmeler ε_{xx} ile, x, z düzlemi üzerinde oluşan kayma gerilmeleri ise γ_{xz} ile ifade edilmektedir. Yukarıdaki denklemlerde ifade edilen yer değiştirme, şekil değiştirme ve gerilmeler arasındaki bağıntılarda yer değiştirmelerden gerilmelere geçilirken hız ifadelerinin orantılı olduğu kabulü yapılmıştır. Modelin Kelvin-Voight modeline uyduğu ve malzeme özelliklerinin doğrusal davrandığı esasına göre matematiksel formülasyon elde edilmiştir. Bu model kirişin boyuna ve enine etki eden yük koşulları altında geliştirilmiştir [33].

3.3 Kiriş Matematiksel Modeli

Hareketli bir tekil yüke maruz kalmış bir kren kirişinin temel basit matematiksel modelini oluşturmak amacıyla tanımlanan basit mesnetli homojen ve izentropik kiriş Şekil 3.3'de gösterilmiştir. Yük kiriş üzerinde bir noktadan başka bir noktaya sabit hızda hareket ettiği kabul edilmektedir. Kren kirişlerinin Euler-Bernoulli kirişi olarak düşünülüp modellenmesinin sebebi, kiriş kesitleri ile ilgilidir. Kren kirişleri kesit alanları bakımından küçüktür ve Euler-Bernoulli kirişi olarak kabul edilebilirler.



Şekil 3.3. Tekil Yüke Maruz Kalmış Euler-Bernoulli Kirişi [7]

Bu sistemin modellenmesinde Şekil 3.3’de ifade edilen değişkenlere bağlı olarak da kiriş özellikleri Euler-Bernoulli kirişi olarak ele alınmış ve kiriş üzerinde hareket eden yük koşulları altında meydana gelen küçük miktarlı yer değiştirmeler, Hook kanunu sınır koşulları altında Euler-Bernoulli denklemlerinden elde edilmiştir. Kiriş kesit alanlarının değişmediği ve kütlelerinin sabit olduğu varsayımı yapılmıştır. Hareketli yükün sadece taşınan yüke bağlı olduğu ve yerçekimi kuvveti altında olduğu varsayımı yapılmış ve araba ağırlığı ihmal edilmiştir. Hareket eden yükün hızının sabit olduğu ivme etkisi olmadığı kabul edilmiştir.

Kiriş üzerinde meydana gelen titreşimlerin ihmal edildiği ve hesaplamaların basit mesnetli kiriş için yapıldığı bunun yanında başlangıçta kiriş üzerindeki gerilme ve yer değiştirmelerin sıfır olduğu kabul edilmiştir. Kiriş üzerinde hareket eden kren arabasının tekerleklerinden dolayı noktasal olarak sisteme kuvvet uyguladığı kabul edilmiştir. Bu kabuller altında basit mesnetli, homojen Euler-Bernoulli kirişinin dinamik yük koşulları altında gerilmelere bağlı yer değiştirmesi aşağıda bulunan (6) numaralı denklem gibi ifade edilebilir [7].

$$EI \frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} + \mu \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} + 2\mu\omega_b \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} = P\delta(x-vt) \quad (6)$$

Burada, E Young modülü, I atalet modülü, μ kirişin birim ağırlığı, t zaman, w kirişin yer değiştirmesi, ω dairesel frekans, P hareketli tekil yük kuvveti ve δ Dirac-delta fonksiyonunu ifade etmektedir. Basit mesnetli bir kirişin sınır ve başlangıç koşullarına bağlı ifadeler aşağıda bulunan (7)(8) numaralı denklemler gibi $x=0$ ve $x=L$ koşullarına bağlı olarak gösterilebilir.

$$w(0, t) = w(L, t) = \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (7)$$

$$w(x, 0) = \frac{\partial^2 w(x,0)}{\partial t} = 0, \quad t = 0 \text{ için} \quad (8)$$

Mekanik biliminde yukarıda (6) denkleminde ifade edilen Dirac-delta fonksiyonu kirişin başlangıç yani $x=0$ noktasında var olan bir noktasal bir kuvvet olduğu varsayımı yapılabilir. Bu fonksiyon aşağıda verilen (9) numaralı eşitlikte Heaviside ifadesinin bir türevi olarak düşünülebilir. $H(x)$ fonksiyonu, Heaviside birim fonksiyonudur ve denklem (10) da gösterilmiştir [34,35].

$$\delta(x) = \frac{dH(x)}{dx} \quad (9)$$

$$H(x) = \begin{cases} 0 & \text{için } x < 0 \\ 1 & \text{için } x \geq 0 \end{cases} \quad (10)$$

Dirac delta fonksiyonu basit ve verimli bir şekilde yapısal mukavemet problemlerinde teorik olarak kirişler üzerinde kapalı çözümleri ile oldukça verimli ve kullanışlı bir fonksiyondur. Son yıllarda özellikle teorik çalışmalarda statik yük koşulları, teorik ve pratik kirişlerinde meydana gelebilecek gerilmelerin belirlenmesinde çoğu araştırmacı tarafından oldukça yoğun bir şekilde tercih edilmektedir. Diferansiyel denklemle ile sonlu elemanlar analizinde olduğu gibi homojen Euler-Bernoulli kirişlerinde mukavemet verilerin belirlenmesinde kullanılmaktadır.

Kiriş üzerinde hareket eden dinamik yükün en genel hali ile yazılmış Dirac delta fonksiyonu aşağıda (11),(12)ifade edilen denklemlerde gösterilmiştir [36].

$$P(x,t) = \delta(x)P \quad (11)$$

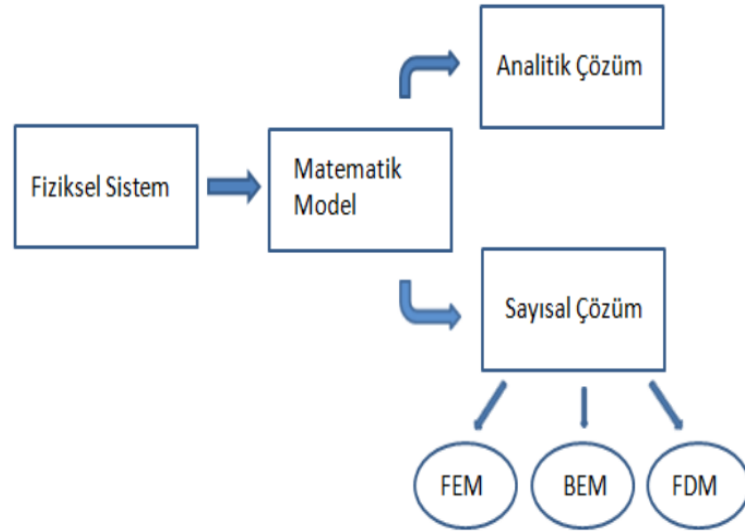
$$\int_{-\infty}^{\infty} \delta(x)dx = 1 \quad (12)$$

3.4 Sonlu Eleman Metodu (FEM)

Sonlu elemanlar yöntemi, karmaşık mühendislik problemlerinin yaklaşık çözümlerinin bulunmasında kullanılan sayısal bir yöntemdir. Yöntemin 1950 yılında ilk kullanıldığı alan uzay mühendisliğidir. Turner ve arkadaşları yöntemin temel fikrini ortaya çıkaran ilk makaleyi 1956 yılında yayınlamıştır. Temel olarak önceleri gemi, makine, uçak gibi kompleks yapıların mukavemet analizlerinde kullanılırken, günümüzde mühendislik alanlarının yanında tıpta kalp ve damar cerrahisi, ortopedi ve estetik cerrahi alanlarında da kullanılmaktadır [37].

Mekanik alanda kullanılan tüm parçaların belirli sınır koşulları altında analizlerinin gerçekleştirilmesinde de kullanılması mümkün olmuştur. Kompleks mühendislik problemlerinin teorik ve deneysel çözümleri yerine daha ucuz ve verimli çalışabilen FEM yöntemi, kompleks geometrilerin sayısal yaklaşımlar ile çözümlenmelerine efektif yaklaşımlar sergilemektedir.

Sonlu elemanlar yöntemi ve diğer sayısal yöntemler sınır koşullarına göre farklı yaklaşımlar da sergilemektedir. Şekil 3.4’de farklı sayısal yöntemler sunulmuştur.



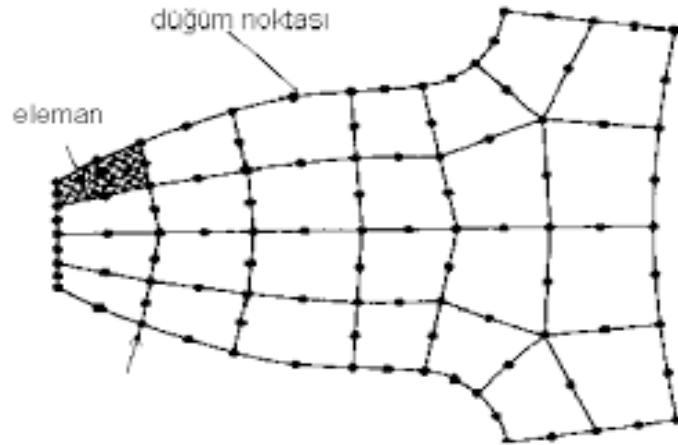
Şekil 3.4. Fiziksel Yöntem ile FEM Arasındaki İlişki [17]

Mühendislikte fiziksel bir olayın sonlu elemanlar yöntemi (Finite Element Method-FEM) ile sayısal çözümünün gerçekleşme prosesi yukarıda Şekil 3.4 ile ifade edilmiştir. Belirtilen yöntemler fiziksel olayın öncelikle bir matematiksel formülasyon ile ifade edilmesidir. Elde edilen matematiksel ifade literatürde de ifade edildiği üzere sayısal ya da analitik yöntemler ile ifade edilebilir. Sayısal modeller problem farklılıklarına göre sonlu elemanlar metodu, sonlu farklar metodu (Finite Difference Method-FDM) ve sınır elemanları metodu (Boundary Element Method-BEM) ile çözümlenebilir.

İfade edilen sayısal metotlardan BEM daha çok akış problemlerinin çözümünde hacimsel elemanların oluşturulması ve bu elemanlarda çözüm yapma kabiliyetine sahipken sonlu elemanlar ve sonlu farklar metodu daha çok yapısal mukavemet problemlerinin çözümünde kullanılmaktadır. Sonlu farklar metodu, karmaşık ve zor mühendislik problemlerinin çözümünü yapabilmesine rağmen geometri karmaşıklığı ve farklı sınır koşulları altında çözüm alınması oldukça zor bir yöntemdir.

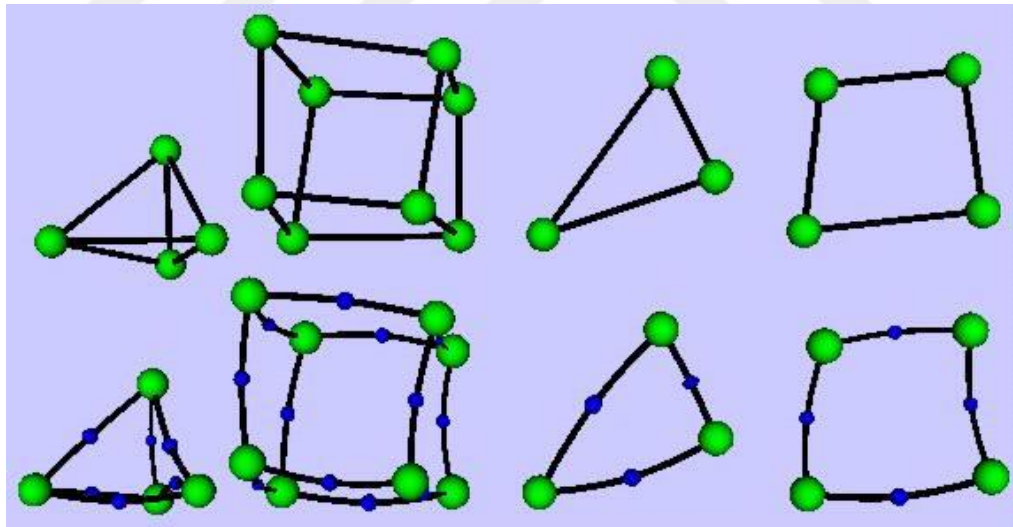
FEM metodu ise mühendisler tarafından oldukça fazla tercih edilmekte ve gerilme analizlerine uygulama konusunda oldukça kullanışlı bir çözücü yöntemidir.

Sonlu elemanlar yöntemi, çözüm yapılacak modelin sonlu sayıda eleman ve nokta ile bölünerek çözüm yapılması prensibine dayanmaktadır. Model üzerinde elde edilen elemanlar birbirlerine sonlu sayıda nokta ile bağlanmıştır. Şekil 3.5 bir modelin sonlu sayıda elemana bölünmesi sonucu elde edilen elemanlar ve düğüm noktalarını göstermektedir.



Şekil 3.5. Sonlu Eleman Yapısı [38]

Sonlu elemanlar yöntemi ile gerçekleştirilen bir sayısal analiz çalışmasının doğruluğu elemanların geometrik şekillerine ve düğüm sayılarına bağlıdır. Bu elemanlar 2D geometrilerde üçgen ve dörtgen şeklinde iken 3D modellerde altıgen prizma ya da dörtgen prizma yapısında olabilir. Eleman yapısı geometrinin formu ve karmaşıklığına uygun olarak en doğru şekilde seçilmelidir. Şekil 3.6 sonlu eleman farklı ağ yapılarını göstermektedir [39].



Şekil 3.6. FEM Farklı Ağ Yapıları [38]

3.5 Sonlu Eleman Metodu Formülasyonu

Üç boyutlu, elastik bir cisim göz önüne alındığında model üzerinde cisim kuvvetleri, sıcaklık gibi gradyen alanları oluşmaktadır. Verilen bir geometride kuvvet altında oluşan fiziksel değişkenler, yer değiştirme, yük gibi parametrelerdir.

Verilen bir geometride global koordinat düzleminde meydana gelen yer şekil değiştirme (13) numaralı denklemdeki gibi ifade edilmektedir[40].

$$\{u\} = \{u \quad v \quad w\} \quad (13)$$

Vektör olarak tanımlanan yer değiştirme vektörü ise (14) numaralı eşitlik gibi ifade edilebilir.

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_x \quad \varepsilon_y \quad \varepsilon_z \quad \gamma_{xy} \quad \gamma_{yz} \quad \gamma_{zx}\} \quad (14)$$

Yer değiştirme ile şekil değiştirme vektörleri arasında (15) numaralı denklem ile ifade edilen ilişki vardır.

$$\{\varepsilon\} = [D]\{u\} \quad (15)$$

Burada, $[D]$ matris diferansiyeli (16) numaralı denklemdeki gibi ifade edilebilir.

$$[D] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \quad (16)$$

Altı farklı gerilme vektörü ise (17) numaralı eşitlikte verildiği gibidir.

$$\{\sigma\} = \{\sigma_x \quad \sigma_y \quad \sigma_z \quad \tau_{xy} \quad \sigma_{yz} \quad \sigma_{zx}\} \quad (17)$$

Hook kanununa göre elastik modeller için yer değiştirme ifadesi verilmiştir. Katı bir modelin sıcaklık etkisi altında davranışı (18), (19) numaralı eşitlikler ile belirlenmektedir.

$$\{\sigma\} = [E]\{\varepsilon^e\} = [E](\{\varepsilon\} - \{\varepsilon^t\}) \quad (18)$$

$$\{\varepsilon^t\} = \{aT \quad aT \quad aT \quad 0 \quad 0 \quad 0\} \quad (19)$$

Burada, ε^e elastiklikten kaynaklı yer değiştirmelerin, ε^t sıcaklık kaynaklı yer değiştirmeler, α termal genişleme katsayısı, T sıcaklık ve $[E]$ elastisite matrisidir. Elastisite matrisi (20) numaralı ifade de verilmiştir.

$$[E] = \begin{bmatrix} \lambda + 2\mu & \lambda & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda + 2\mu & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda & \lambda + 2\mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mu \end{bmatrix} \quad (20)$$

Burada λ ve μ , E elastisite modülü ve ν poisson oranı ifadelerini tanımlamak için kullanılan elastik katsayılarıdır. Bu katsayılarla bağlı elastisite modülü ve poisson oranı ilişkisi (21), (22) numaralı eşitlikteki gibi tanımlanmaktadır [41].

$$\lambda = \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \quad (21)$$

$$\mu = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (22)$$

Yukarıda verilenler doğrultusunda üç boyutlu katı model üzerinde her bir düğüm noktasının yer değiştirmesi $\{q\}$, (23) numaralı eşitlikte verildiği gibi tanımlanmaktadır.

$$\{q\} = \{u_1 \quad v_1 \quad w_1 \quad u_2 \quad v_2 \quad w_2 \dots\} \quad (23)$$

Aşağıda bazı noktalar içeren sonlu eleman $\{u\}$ ile nodal yer değiştirme $\{q\}$ arasındaki ilişkiyi şekil fonksiyonu N_i cinsinden (24) numaralı eşitlikte olduğu gibi tanımlanmaktadır.

$$u = \sum N_i u_i \quad v = \sum N_i v_i \quad w = \sum N_i w_i \quad (24)$$

Dolayısı ile şekil fonksiyonu matris formu ile aşağıdaki (25),(26) numaralı ifadede belirtildiği üzere yukarıdaki denklemlerden türetilir.

$$\{u\} = [N]\{q\} \quad (25)$$

$$[N] = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & N_2 \\ 0 & N_1 & 0 & 0 \dots \\ 0 & 0 & N_1 & 0 \end{bmatrix} \quad (26)$$

Sonlu elemanlar yöntemi ifadesinde yer değiştirme ile kuvvet arasındaki ilişkiler katılık matrisi ile (27) numaralı denklemde verildiği gibi ifade edilmektedir [41].

$$[K]\{q\} = \{F\} \quad (27)$$

Belirtilen (27) numaralı denklemde, $[K]$ katılık matrisi malzeme özelliklerine bağlı, $\{q\}$ yer değiştirmeler ve F kuvveti arasındaki ilişki gösterilmiştir. Sonlu elemanlar yönteminin farklı fiziksel olgulara uygulama şekli Tablo 3.1’de gösterilmiştir. Özellik ve uygulanan tepki cinsinden fiziksel olgular Tablo 3.1’de verilen değişkenlere bağlı olarak belirlenebilmektedir.

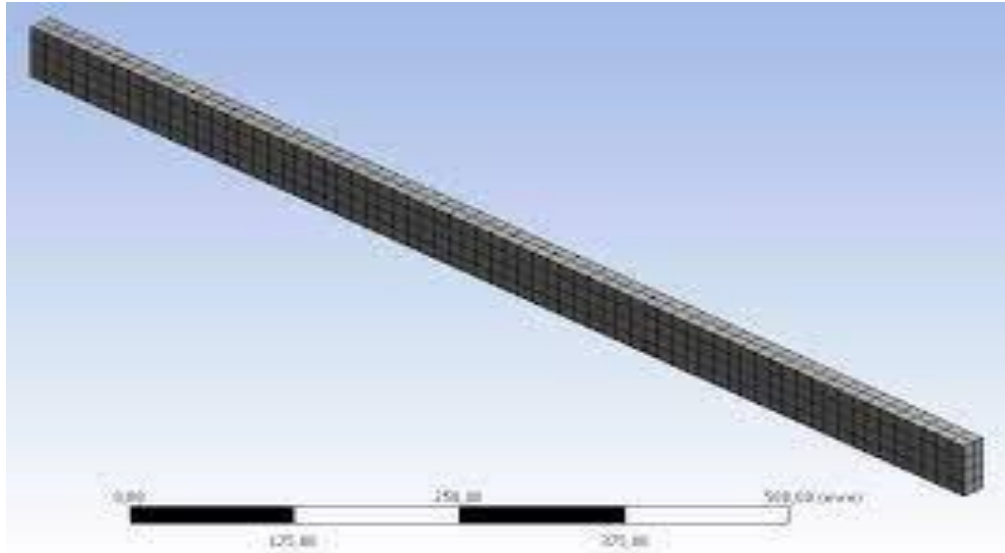
Tablo 3.1. Farklı Fiziksel Olgular İçin FEM Model Uygulaması [42]

	Özellik $[K]$	Davranış $\{q\}$	Tepki $\{F\}$
Elastik	Katılık	Yer değiştirme	Kuvvet
Termal	İletim	Sıcaklık	Isı Kaynağı
Akış	Viskozite	Hız	Atalet Kuvveti
Elektrostatik	Yalıtkanlık	Elektrik Potansiyeli	Şarj

3.6 Sonlu Eleman Metodu Uygulama Adımları

Sonlu elemanlar analiz yöntemi ile yapılan herhangi bir sayısal analiz çalışmasında, elde edilmek istenen parametre sonsuz sayıda olabilir. Dolayısıyla çalışmada sonsuz sayıda bilinmeyen vardır. Çalışmalarda bilinmeyenlerin sayısının sonlu sayıya indirgenmesi gereklidir. Sonlu elemanlar yöntemi analizlerinde her bir düğüm noktasından elde edilen sayısal verilerin enterpolasyon yöntemi aracılığı ile tüm modele yayılması son derece önemlidir. Sonlu elemanlar yöntemi yukarıda matematiksel olarak ifade edilen, her bir elemanın katılık matrisinin ayrı ayrı bulunarak genel domain ile birleştirilmesi ile tüm model için yapılmış olur. Sonlu elemanlar analiz çalışmasında analizin gerçekleşmesi için belirli adımların eksiksiz ve doğru olarak tanımlanması gerekmektedir. Uygulama adımları temel olarak aşağıdaki gibi ifade edilmektedir [39].

Ön işlemci, yani modelin analize hazırlanması prosesi bunun ilk adımını oluşturmaktadır. Bu ise hesaplama yapılacak modelin tasarlanması ve mesh işlemlerinin tanımlanması kısmını içermektedir. CAD programı tarafından uygun formatlarda tasarım için, modelleme son derece önemlidir. Modelleme işlemi yapıldıktan sonra geometrinin uygun ağ örgüsü ile sonlu elemanlara ayrılması gerekmektedir. Şekil 3.7’de FEM yöntemi ile yapılan bir katı modelin mesh yapısı gösterilmiştir.

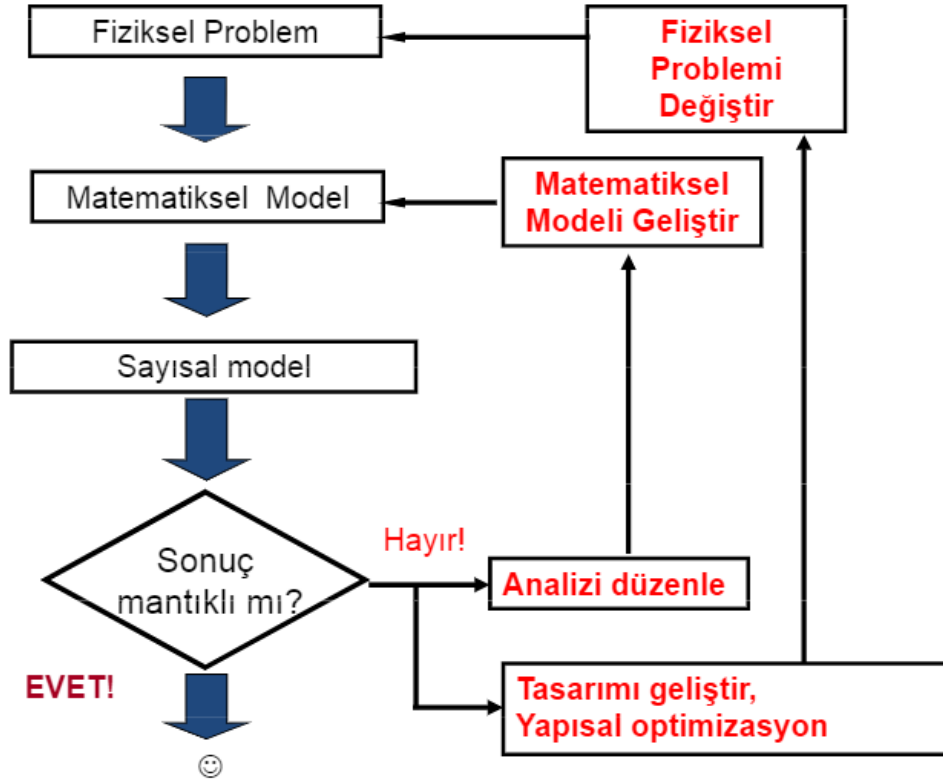


Şekil 3.7. FEM Yöntemi ile Çözülen Bir Kirişin Mesh Yapısı [43]

Katı model eleman seçimi, yapısal ya da yapısal olmayan mesh yapısından oluşabilir. Bu yapı analiz türüne ve geometrinin karmaşıklık durumuna göre değişmektedir. Malzeme seçimi, yük altında çalışan malzemelerin fiziksel özelliklerine göre geometri davranışları açısından önemlidir. Malzeme özellikleri yapının yukarıda matematiksel ifadelerde de görüleceği gibi Elastisite modülü, poisson oranı ve ısı genleşmelere bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Sınır koşulları ve başlangıç koşulları, çözümün gerçekleşmesi ve düğüm noktaları arasında enterpolasyonların yapılması için gerekli sınır değerleridir. Sınır koşulları bir modelin serbestlik derecelerinin belirlenmesinde önemlidir [44].

Sayısal analiz çalışmasında model ve mesh yapısı tanımlandıktan sonra çözücü kısmına geçilmektedir. Çözücü, yükler ve mesnet gibi sınır koşullarının belirlenmesinden sonra model üzerinde yer alan düğüm noktalarında enterpolasyonların yapılması için gerekli algoritmaların bulunduğu kısmın genel adıdır. Kullanılan paket program içerisinde çözücü ön çözücü matematik motoru ve son çözücü olarak üç aşamadan oluşan bir çözücü vardır [45].

Post processing olarak tanımlanan son işlemci sonuçların elde edildiği mukayese ve grafiklerin çözüldüğü bölüm olarak tanımlanmaktadır. Örneğin düğüm noktalarında yer değiştirmelerin gerilmelerin hesaplamaları bu kısımda elde edilmektedir. Sonlu elemanlar yöntemi uygulamaları Şekil 3.8’de belirtilen mantıksal algoritma kapsamında gerçekleştirilmektedir [17].



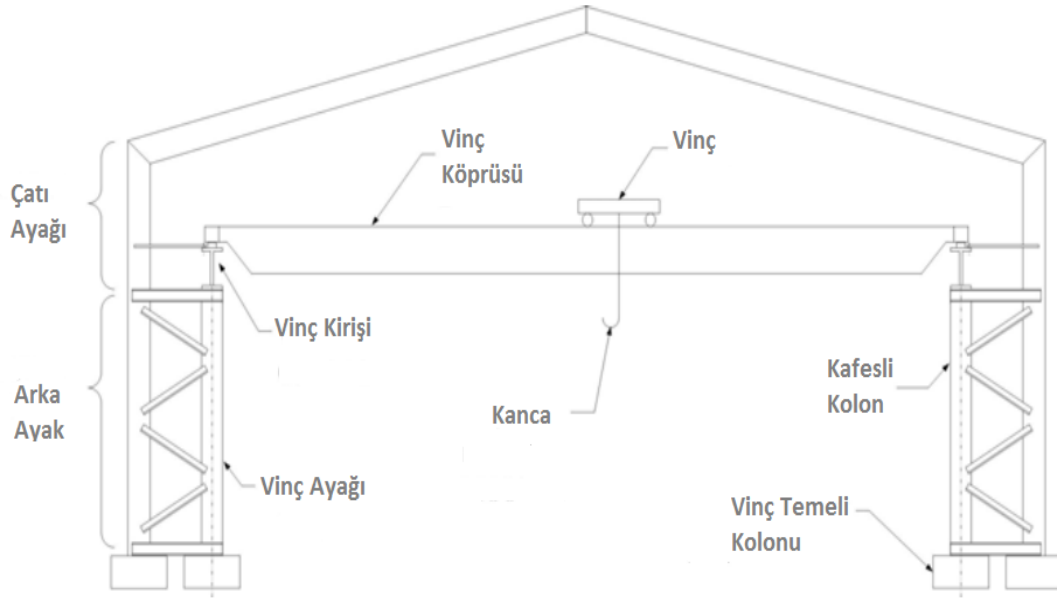
Şekil 3.8. Fiziksel Problemin Algoritması [46]

3.7 Sayısal Analiz

Sonlu elemanlar yöntemi analizlerinin gerçekleştirilmesinde yapılması gereken adımlar önceki bölümde anlatılmıştır. Sayısal analiz çalışmasının gerçekleşmesinde geometrik modelin tasarımı, mesh ve uygun sınır koşullarının tanımlanması gereklidir. Bu bölümde kren modelinin belirlenmesi ve uygun sınır koşulları ile modelin oluşturulması anlatılmıştır.

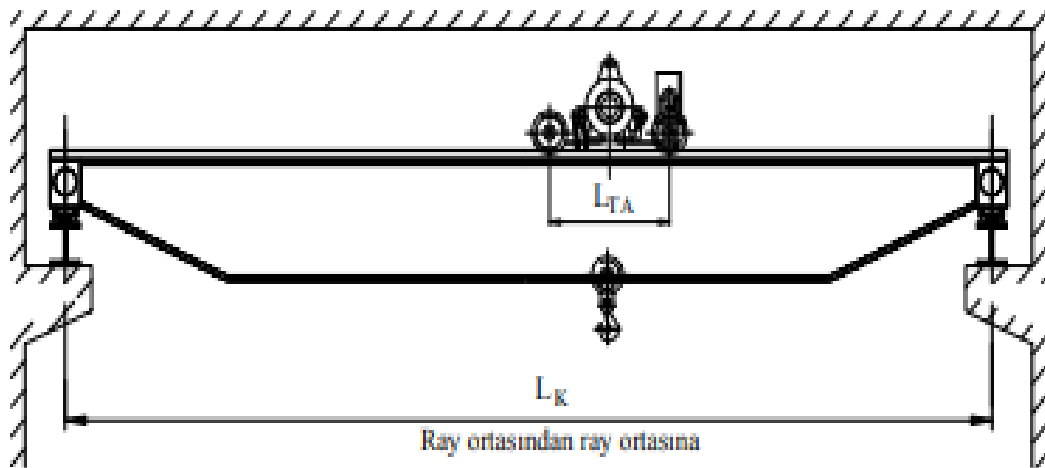
3.7.1 Sayısal Model

Geleneksel sayısal analiz çalışmalarında, kiriş üzerinde oluşan gerilmeler ve yer değiştirmelerin belirlenmesi ve bu belirlenen değerler doğrultusunda kiriş seçimi güvenlik ve performans açısından son derece önemlidir. Bu bakımdan kren kiriş ve sisteminin teknik özelliklerinin belirlenmesinde analiz ve hesaplamaların yapılması son derece önemlidir [47]. Şekil 3.9'da bir kren sistemine ait sistem geometrisi verilmiştir. Kren sisteminde yer alan kısımlar kren tasarımında en dikkat edilmesi gereken parametrelerdir.



Şekil 3.9. Kren Sistem ve Elemanları [48]

Sistem elemanlarının ve boyutlandırmaların yapılması için gerekli hesaplamaların yapılması gereklidir. Bu çalışma kapsamında yukarıda belirtilen Kren sisteminde kren kirişinin üç boyutlu olarak modellenerek hareketli yük altında dinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Aşağıda tasarlanan sistem teknik özellikleri Şekil 3.10 ve Tablo 3.2’de verilmiştir. Tablo 3.2’de gösterilen değerler temel özellikler olup çalışma da bu değerler değiştirilerek karşılaştırmalar yapılmıştır.

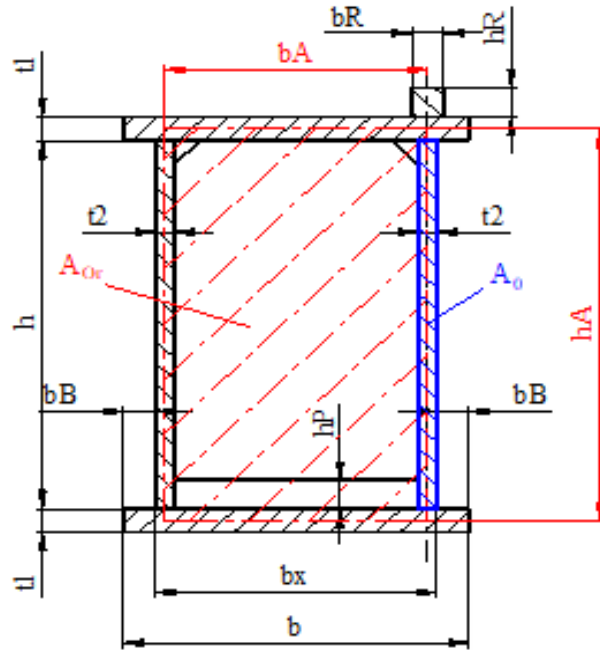


Şekil 3.10. Çift Kiriş Kren Özellikleri [49]

Tablo 3.2. Kiriş Sistemi Temel Özellikleri

Parametre	Birim	Değer
Kaldırma yükü	kN	60
Malzeme	-	S235JR
Kaldırma hızı	m/dk	22.65
Kiriş boyu (L_K)	m	15
Araba yürüme hızı	m/dk	15
Arabanın ağırlığı	N	17000
Araba tekerlek mesafesi (L_{TA})	m	1.2

Özellikleri verilen kren sistemine göre hesabı yapılarak seçilen kiriş modeli Şekil 3.11’de gösterilmiştir. Kiriş geometrik özellikleri ise Tablo 3.3’de verilmiştir.



Şekil 3.11. Kiriş Modeli [49]

Tablo 3.3. Kiriş Geometrik Özellikleri

Parametre	Birim	Değer
b	cm	29
h	cm	69
t1	cm	1
t2	cm	0.6
hR	cm	4
hP	cm	5
bx	cm	23
bR	cm	4
bA	cm	22.4
hA	cm	70
bB	cm	3

3.7.2 Malzeme Özellikleri

Sayısal analiz çalışması için kirişin hareketli yük altında dinamik davranışlarını farklı malzemelerde incelemek amacıyla 3 farklı malzeme seçilmiştir. Seçilen malzeme özellikleri Tablo 3.4’de verilmiştir [50].

Tablo 3.4. Kiriş Malzeme Özellikleri

Özellik	Birim	S235JR	Malzeme1	Malzeme2
Elastisite modülü (E)	N/mm ²	211000	190000	230000
Poisson sayısı (ν)	-	0.30	0.27	0,25
Kopma mukavemeti	N/mm ²	360	570	670
Akma mukavemeti	N/mm ²	235	335	305

Seçilen malzemeler S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 olarak belirlenmiştir. S235JR malzeme genel olarak yapı çeliği olarak bilinmekte olup endüstride yaygın olarak kullanılmaktadır. Malzeme1 ve Malzeme2 ise S235JR malzemeden daha yüksek ve daha düşük elastisite modülüne göre tanımlanmış malzemelerdir. Sonlu elemanlar analizlerinde elastisite modülü ve poisson oranı değerleri malzeme özelliklerini doğrudan ifade ettiğinden bu parametreler belirlenen malzemeler için değiştirilmiştir.

3.7.3 Sınır Koşulları

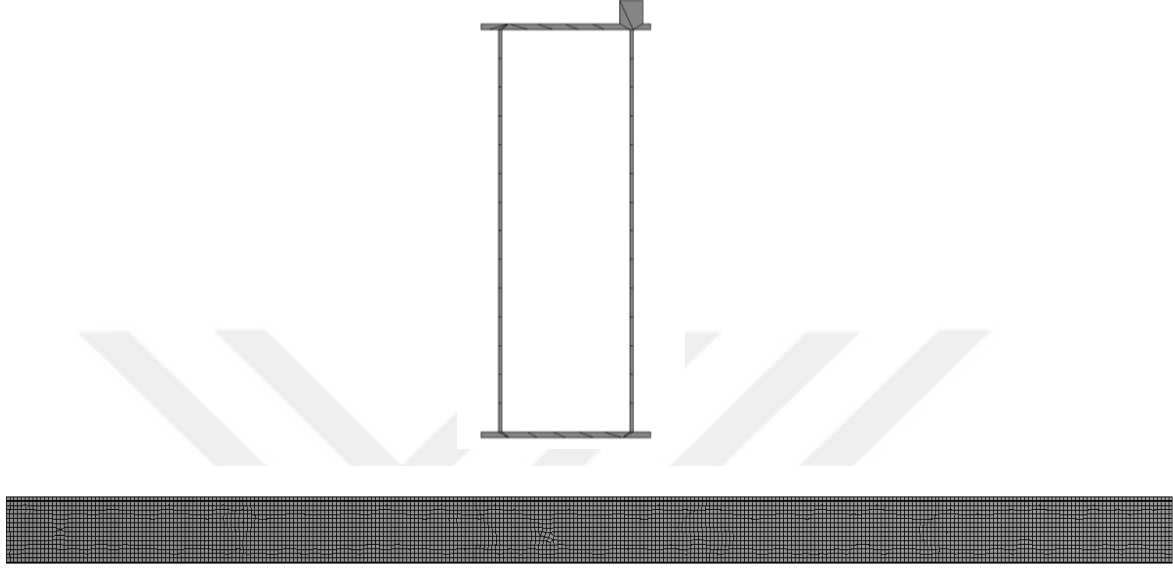
Sonlu elemanlar analizi gibi sayısal çalışmalarda sonuçların yakınsaması ve doğru bir şekilde tahmin edilmesinde uygulanan sınır koşulları önemli bir yere sahiptir. Bu sınır koşulları sonlu elemanlar analizinde olmazsa olmaz parametrelerden biri olan ağ yapısı bunun yanında modellenen geometri üzerindeki malzeme, kuvvet, kuvvetin etki ettiği noktalar ve mesnet noktalarıdır.

3.7.3.1 Ağ Yapısı

Sonlu elemanlar analizinde ağ boyutunu ve yapısını belirlemek en önemli ve aynı zaman en yaygın problemlerden biridir. Seçilen ağ yapısının gereğinden fazla küçük olması hesaplama zamanını artırırken büyük olması ise çözümün yakınsamasını engellemektedir. Ayrıca kullanılan elemanların geometrik yapısı da çözümün yakınsaması açısından son derece önemlidir. Tez kapsamında gerçekleştirilen analizde kullanılan ağ sayısı 15K, ağ boyutu 50 mm ve ağ yapısı ise tamamı dörtgen olarak modellenmiştir. Kullanılan ağ özellikleri Tablo 3.5’de ve kirişe ait ağ yapısı Şekil 3.12’de gösterilmiştir.

Tablo 3.5. Kiriş Ağ Yapısı Özellikleri

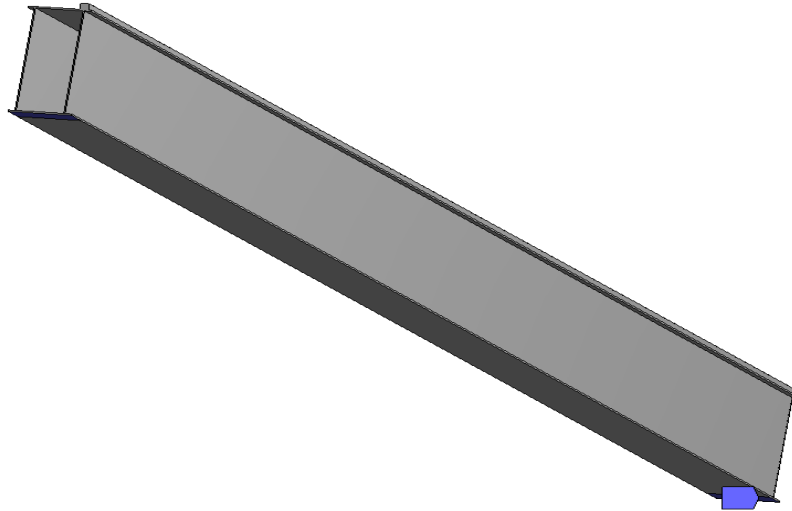
Ağ Yapısı Özellikleri	Birim	Değer
Mesh Tipi	-	Yapısal Mesh (All Quad)
Mesh Sayısı	Adet	15092
Düğüm Sayısı	Adet	95860
Mesh Boyutu	mm	50



Şekil 3.12. Kiriş Ağ Yapısı

3.7.3.2 Kiriş Mesnet Noktaları

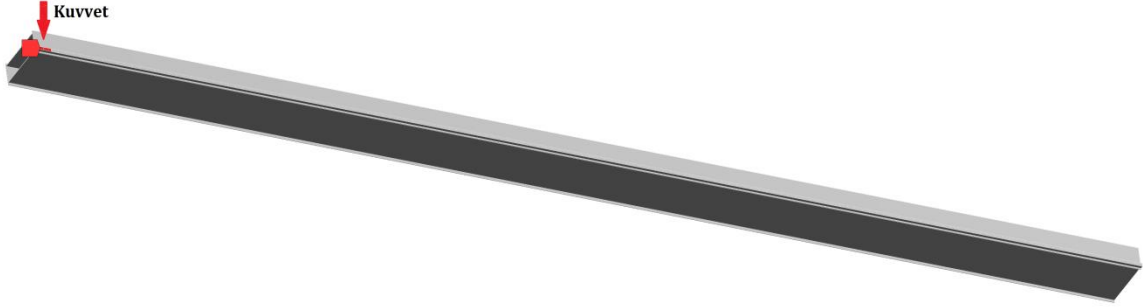
Mesnet noktaları mukavemet hesaplamalarında sistem üzerinde oluşan yükleri başka bir taşıyıcı sisteme aktaran ana yapılardır. Analizi gerçekleştirilecek kiriş modeli için mesnet noktaları kirişin vinç başlıkları ile olan bağlantı noktalarından alınmış ve Şekil 3.13'de gösterilmiştir.



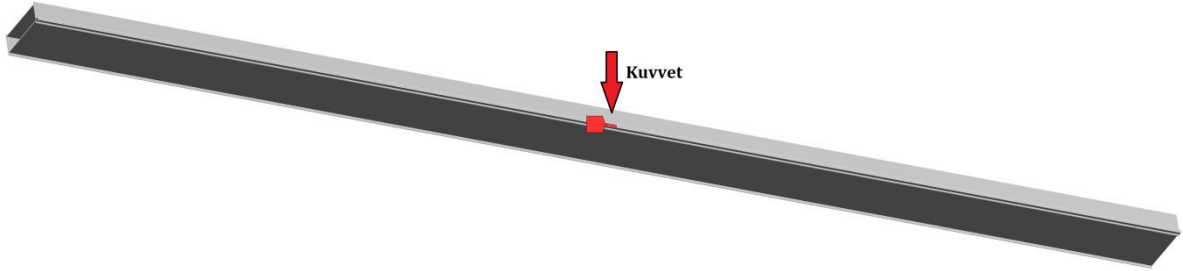
Şekil 3.13. Kiriş Mesnet Noktaları

3.7.3.3 Kiriş Kuvvet Uygulamaları

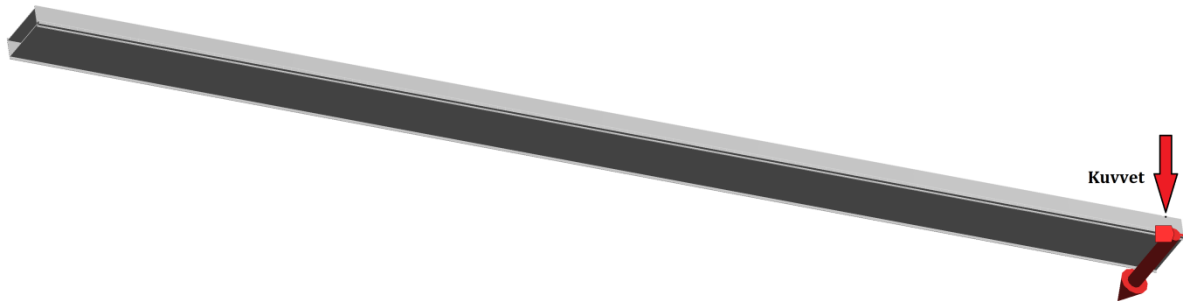
Kirişe uygulanan kuvvetler hesaplamalar üzerinde en önemli parametredir. Şekil 3.14, Şekil 3.15 ve Şekil 3.16’da kirişe uygulanan birkaç kuvvet gösterilmiştir.



Şekil 3.14. Kiriş için Uygulanan İlk Kuvvet



Şekil 3.15. Kiriş için Uygulanan Orta Kuvvet



Şekil 3.16. Kiriş için Uygulanan Son Kuvvet

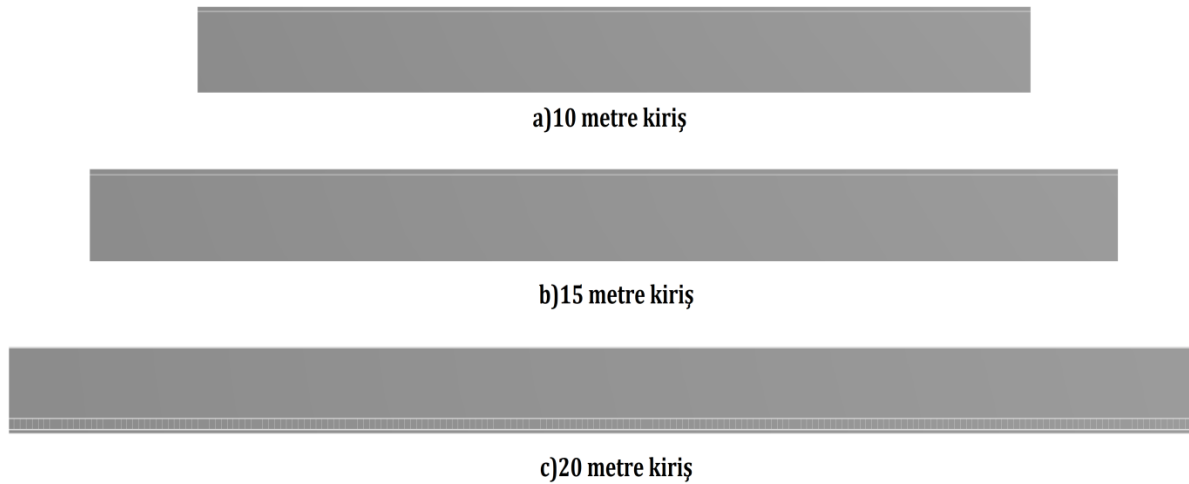
3.7.3.4 10 m, 15 m ve 20 m Üç Farklı Kiriş Boylarında Kiriş Özellikleri ve Yükleme Durumları

Farklı kiriş boylarında vinç arabasının sabit hızlarında kiriş özellikleri Tablo 3.6’da verilmiştir. Yükleme durumu her bir kiriş boyu için 60 kN olarak alınmış ve bu yük kiriş boyunca sabit hız aralıklarında uygulanmıştır.

Tablo 3.6. 10 m, 15 m ve 20 m Üç Farklı Kiriş Boylarında Dinamik Analiz İçin Yükleme Koşulları

Yükleme Durumu	Sembol	Birim	1. Durum	2. Durum	3. Durum
Kaldırma yükü	F_Y	kN	60	60	60
Kiriş Boyu	L_K	m	10	15	20
Araba yürüme hızı	V_A	m/dk	15	15	15
Vinç yürüme hızı	V_V	m/dk	25	25	25
Titreşim katsayısı	y	-	1.300	1.300	1.300
Öz ağırlık faktörü	j	-	1.1	1.1	1.1
Kiriş sehim oranı	L_K/f	-	1500	1500	1500
Max. Sehim	f_{max}	mm	10.0	10.0	10.0
Malzeme	-	-	S235JR	S235JR	S235JR

Çalışmada 10,15 ve 20 metre uzunluklarında S235JR malzemeden imal edilmiş 3 farklı kiriş için dinamik analizler gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.17’de yükleme koşulları belirtilen kirişlerin 3 boyutlu katı modelini ifade etmektedir.



Şekil 3.17. a)10 metre b)15 metre c)20 metre Kiriş Modeli(m)

3.7.3.5 S235JR , Malzeme1 ve Malzeme2 Üç Farklı Malzemede Kiriş Özellikleri ve Yükleme Durumları

Farklı malzemeler seçilerek gerçekleştirilen dinamik analiz için yükleme koşulları Tablo 3.7’de verilmiştir. Analiz çalışması, sabit hız ve yükten oluşan değerlerde zamana bağlı olarak üç farklı malzeme özelliğinde gerçekleştirilmiştir.

Tablo 3.7. S235JR , Malzeme1 ve Malzeme2 Üç Farklı Malzemede Dinamik Analiz İçin Yükleme Koşulları

Yükleme Durumu	Sembol	Birim	1.Durum	2. Durum	3. Durum
Kaldırma yükü	F_Y	kN	60	60	60
Kiriş Boyu	L_K	m	15	15	15
Araba yürüme hızı	V_A	m/dk	15	15	15
Vinç yürüme hızı	V_V	m/dk	25	25	25
Titreşim katsayısı	y	-	1.300	1.300	1.300
Öz ağırlık faktörü	j	-	1.1	1.1	1.1
Kiriş sehim oranı	L_K/f	-	1500	1500	1500
Max. Sehim	f_{max}	mm	10.0	10.0	10.0
Malzeme	-	-	S235JR	Malzeme1	Malzeme2
Kopma mukavemeti	R_m	N/mm ²	360	570	670
Akma mukavemeti	R_e	N/mm ²	235	335	305
Elastisite modülü	E	N/mm ²	211000	190000	230000
Poisson sayısı	n	kN	0.3	0.27	0.25

Tablo 3.7’de belirtilen farklı malzemeler sırasıyla S235JR , Malzeme1 ve Malzeme2 olarak belirlenmiştir. Malzemelerin kopma mukavemeti, akma mukavemeti, elastisite modülü ve poisson sayısı farklı seçilmiştir. Tablo 3.7’de gösterilen bu özellikler ANSYS programına tanımlanarak bu programda analizler gerçekleştirilmiştir. Programdaki değişkenler ile beraber, kesme gerilimi ve bileşik gerilme değerleri elde edilmiştir. Elde edilen değerler ile kren kiriş tasarımı için uygun malzeme belirlenmektedir. Mekanik özellikleri farklı seçilen malzemelerin kullanılması amacı ise endüstride sürekli kullanılan malzemelere alternatif oluşturmaktır.

3.7.3.6 40 kN, 60 kN ve 80 kN Üç Farklı Yükte Kiriş Özellikleri ve Yükleme Durumları

Tez çalışması kapsamında parametrik çalışmalardan bir diğeri farklı yükleme koşullarının incelenmesidir.

40, 60 ve 80 kN'luk yükleme değerlerinde zamana bağlı dinamik analizler gerçekleştirilmiştir. Farklı yük değerlerinde çalışan kiriş özellikleri Tablo 3.8'de ifade edilmiştir.

Tablo 3.8. 40 kN, 60 kN ve 80 kN Üç Farklı Yükte Dinamik Analiz İçin Yükleme Koşulları

Yükleme Durumu	Sembol	Birim	1. Durum	2. Durum	3. Durum
Kaldırma yükü	F_y	kN	80	60	40
Kiriş Boyu	L_K	m	15	15	15
Araba yürüme hızı	V_A	m/dk	15	15	15
Vinç yürüme hızı	V_V	m/dk	25	25	25
Titreşim katsayısı	y	-	1.300	1.300	1.300
Öz ağırlık faktörü	j	-	1.1	1.1	1.1
Kiriş sehim oranı	L_K/f	-	1500	1500	1500
max. Sehim	f_{max}	mm	10.0	10.0	10.0
Malzeme	-	-	S235JR	S235JR	S235JR

Programda mevcut değerlerden farklı olarak Tablo 3.8'de gösterilen yük değerleri değiştirilerek ANSYS programında analizler gerçekleştirilmiştir. Programdaki yük değerlerinin değişmesiyle beraber diğer kısımlarda ki gibi toplam deformasyon, kesme gerilimi ve bileşik gerilme değerleri bulunarak karşılaştırılmıştır. Yükü değiştirmekteki amaç tasarlanan kren kirişinin dinamik davranışlarını görerek kullanım alanını genişletmektir.

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

4.1 S235JR , Malzeme1 ve Malzeme2 Üç Farklı Malzeme İçin Dinamik Analiz

Kren kirişinin farklı malzeme özellikleri için dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir. Malzeme, imalat sanayisinde en önemli unsurlardan biridir. Yük altında çalışan yapıların malzeme özelliklerinin seçimi can ve mal güvenliği açısından önemlidir. İmalat sanayisinde en çok kullanılan araçlardan biri olan kren ve bileşenlerinin malzeme özelliklerinin belirlenmesi amacıyla tez çalışması kapsamında dinamik analizler gerçekleştirilmiş ve Tablo 4.1’de özellikleri verilen her bir malzeme üzerinde toplam deformasyon, bileşik gerilme ve kesme gerilmesi değerleri belirlenmiştir.

Tablo 4.1. Kren Kirişi Malzeme Özellikleri

Özellik	Birim	S235JR	Malzeme1	Malzeme2
Poisson Oranı		0,30	0,27	0,25
Elastisite Modulu	N/mm ²	211000	190000	230000
Kopma mukavemeti	N/mm ²	360	570	670
Akma mukavemeti	N/mm ²	235	335	305

Tablo 4.2, S235JR için gerçekleştirilen dinamik analizler sonucunda elde edilen toplam deformasyon, bileşik gerilme ve kesme gerilmesi sonuçlarını göstermektedir.

Tablo 4.2. S235JR Dinamik Analiz Sonuçları

S235JR					
Toplam Ortalama Deformasyon		Ortalama Bileşik Gerilme		Ortalama Kesme Gerilmesi	
Zaman(sn)	mm	Zaman(sn)	MPa	Zaman (sn)	kPa
2,4	0,47	2,4	2,11	2,4	1,68
4,8	0,997	4,8	4,74	4,8	2,08
7,2	1,64	7,2	7,20	7,2	2,40
9,6	2,29	9,6	9,39	9,6	2,62
12	2,92	12	11,3	12	2,74
14,4	3,51	14,4	13,00	14,4	2,78
16,8	4,02	16,8	14,50	16,8	2,83
19,2	4,46	19,2	15,60	19,2	3,01
21,6	4,81	21,6	16,6	21,6	3,13
24	5,08	24	17,3	24	3,23
26,4	5,26	26,4	17,7	26,4	3,32
28,8	5,35	28,8	18,00	28,8	3,37
31,2	5,36	31,2	18,00	31,2	3,41
33,6	5,28	33,6	17,80	33,6	3,46

Toplam Ortalama Deformasyon		Ortalama Bileşik Gerilme		Ortalama Kesme Gerilmesi	
Zaman(sn)	mm	Zaman(sn)	MPa	Zaman(sn)	kPa
36	5,11	36	17,40	36	3,49
38,4	4,86	38,4	16,70	38,4	3,51
40,8	4,52	40,8	15,80	40,8	3,54
43,2	4,10	43,2	14,60	43,2	3,52
45,6	3,60	45,6	13,30	45,6	3,44
48	3,03	48	11,60	48	3,30
50,4	2,40	50,4	9,75	50,4	3,05
52,8	1,75	52,8	7,59	52,8	2,71
55,2	1,10	55,2	5,17	55,2	2,17
57,6	0,501	57,6	2,56	57,6	1,63
60	0,0208	60	0,256	60	0,626

Elde edilen sonuçlara göre maksimum ortalama deformasyon değeri 5,36 mm, maksimum ortalama bileşik gerilme 18 MPa ve maksimum ortalama kesme gerilmesi 3,54 kPa olarak belirlenmiştir. Tablo 4.2’de görüldüğü gibi toplam deformasyon ve bileşik gerilme değerleri yaklaşık olarak $t=31,2$ saniye de maksimuma ulaşmıştır. Bu zaman değeri kren arabasının konum olarak kirişin ortasında olduğunu ifade etmektedir. Bu durum mesnet noktasından uzaklaşıldıkça toplam deformasyon ve bileşik gerilmenin arttığını göstermektedir.

Tablo 4.3, Malzeme1 için ANSYS programında gerçekleştirilen dinamik analizler sonucunda elde edilen toplam ortalama deformasyon, ortalama bileşik gerilme ve ortalama kesme gerilmesi sonuçlarını göstermektedir.

Tablo 4.3. Malzeme1 Dinamik Analiz Sonuçları

MALZEME1					
Toplam Ortalama Deformasyon		Ortalama Bileşik Gerilme		Ortalama Kesme Gerilmesi	
Zaman(sn)	mm	Zaman(sn)	MPa	Zaman (sn)	kPa
2,4	0,455	2,4	2,11	2,4	1,68
4,8	1,12	4,8	4,75	4,8	2,09
7,2	1,83	7,2	7,20	7,2	2,42
9,6	2,56	9,6	9,41	9,6	2,65
12	3,27	12	11,30	12	2,79
14,4	3,92	14,4	13,00	14,4	2,85
16,8	4,50	16,8	14,50	16,8	2,90
19,2	4,99	19,2	15,70	19,2	3,07
21,6	5,38	21,6	16,60	21,6	3,17
24	5,68	24	17,30	24	3,25
26,4	5,88	26,4	17,80	26,4	3,33
28,8	5,99	28,8	18,00	28,8	3,37

Toplam Ortalama Deformasyon		Ortalama Bileşik Gerilme		Ortalama Kesme Gerilmesi	
Zaman(sn)	mm	Zaman(sn)	MPa	Zaman(sn)	kPa
31,2	6,00	31,2	18,00	31,2	3,40
33,6	5,91	33,6	17,80	33,6	3,44
36	5,72	36	17,40	36	3,47
38,4	5,44	38,4	16,70	38,4	3,49
40,8	5,06	40,8	15,80	40,8	3,51
43,2	4,59	43,2	14,70	43,2	3,49
45,6	4,03	45,6	13,30	45,6	3,41
48	3,39	48	11,60	48	3,26
50,4	2,69	50,4	9,76	50,4	3,02
52,8	1,95	52,8	7,60	52,8	2,69
55,2	1,23	55,2	5,18	55,2	2,16
57,6	0,561	57,6	2,56	57,6	1,63
60	0,0228	60	0,256	60	0,625

Tablo 4.3’de gösterildiği gibi maksimum ortalama deformasyon 6,00 mm, maksimum ortalama bileşik gerilme 18 MPa ve maksimum ortalama kesme gerilmesi 3,51 kPa olarak belirlenmiştir. Toplam ortalama deformasyon ve ortalama bileşik gerilme değerleri yaklaşık olarak t=31,2. saniye de maksimuma ulaşmıştır. Bu zaman değeri kren arabasının konum olarak kirişin ortasında olduğunu ifade etmektedir. Bu durum mesnet noktasından uzaklaştıkça toplam deformasyon ve bileşik gerilmenin arttığını göstermektedir.

Tablo 4.4, Malzeme2 için gerçekleştirilen dinamik analizler sonucunda elde edilen toplam deformasyon, bileşik gerilme ve kesme gerilmesi değerlerini göstermektedir.

Tablo 4.4. Malzeme2 Dinamik Analiz Sonuçları

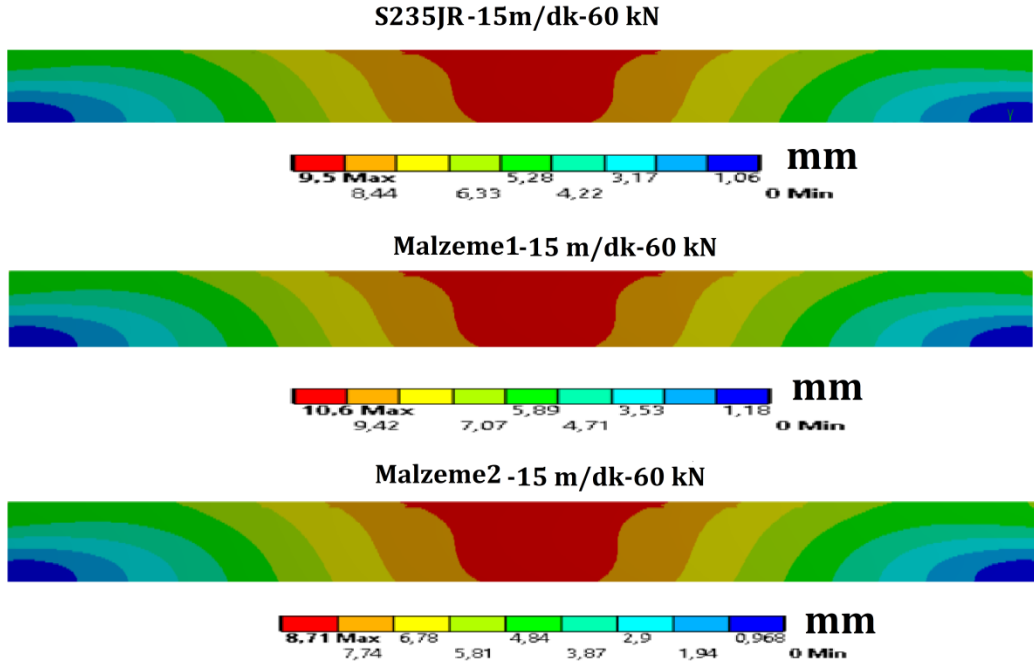
MALZEME2					
Toplam Ortalama Deformasyon		Ortalama Bileşik Gerilme		Ortalama Kesme Gerilmesi	
Zaman(sn)	mm	Zaman (sn)	MPa	Zaman(sn)	kPa
2,4	0,373	2,4	2,11	2,4	1,66
4,8	0,915	4,8	4,73	4,8	2,07
7,2	1,50	7,2	7,18	7,2	2,42
9,6	2,11	9,6	9,38	9,6	2,67
12	2,69	12	11,30	12	2,84
14,4	3,23	14,4	13,00	14,4	2,92
16,8	3,70	16,8	14,40	16,8	2,98
19,2	4,10	19,2	15,60	19,2	3,15
21,6	4,42	21,6	16,60	21,6	3,24
24	4,67	24	17,30	24	3,32
26,4	4,84	26,4	17,70	26,4	3,38
28,8	4,92	28,8	18,00	28,8	3,42
31,2	4,93	31,2	18,00	31,2	3,44

Toplam Ortalama Deformasyon		Ortalama Bileşik Gerilme		Ortalama Kesme Gerilmesi	
Zaman(sn)	mm	Zaman(sn)	MPa	Zaman (sn)	kPa
33,6	4,86	33,6	17,80	33,6	3,48
36	4,70	36	17,30	36	3,50
38,4	4,47	38,4	16,70	38,4	3,52
40,8	4,16	40,8	15,80	40,8	3,53
43,2	3,77	43,2	14,60	43,2	3,50
45,6	3,31	45,6	13,20	45,6	3,41
48	2,78	48	11,60	48	3,26
50,4	2,21	50,4	9,73	50,4	3,00
52,8	1,61	52,8	7,58	52,8	2,66
55,2	1,01	55,2	5,17	55,2	2,12
57,6	0,459	57,6	2,55	57,6	1,60
60	0,0186	60	0,256	60	0,622

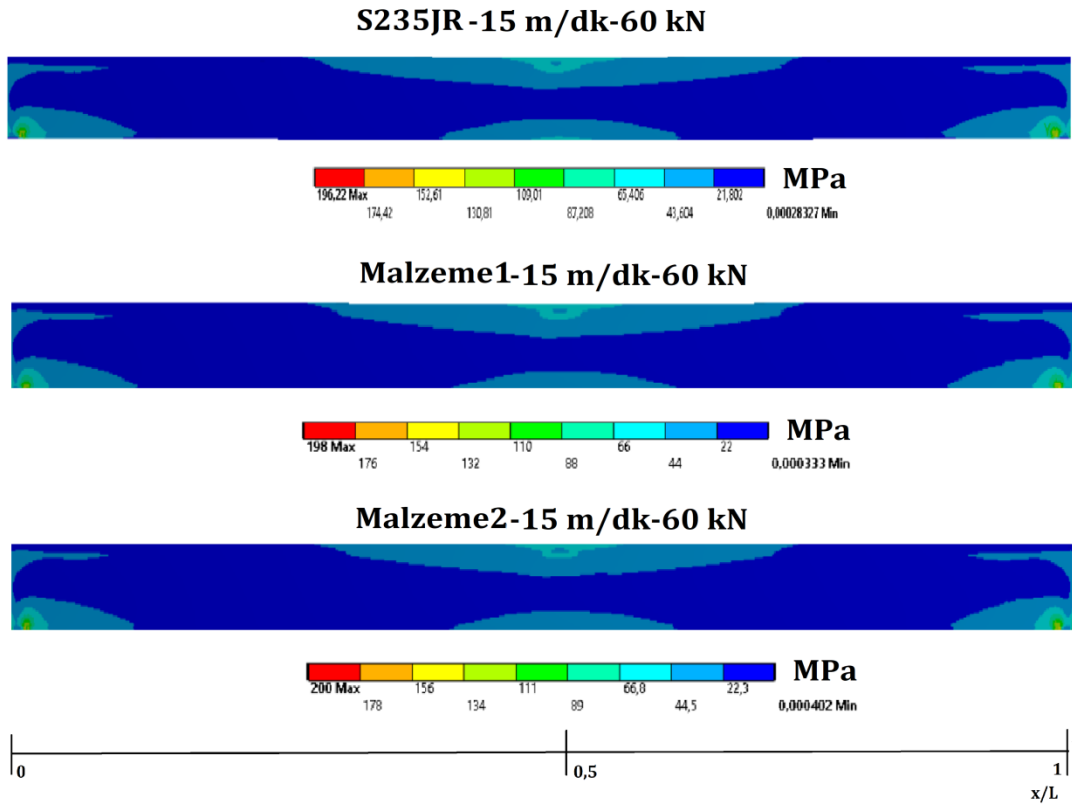
Program neticesinde maksimum ortalama deformasyonun 4,93 mm, maksimum ortalama bileşik gerilmenin 18 MPa ve maksimum ortalama kesme gerilmesinin 3,53 kPa olarak belirlenmiştir. Deformasyon ve bileşik gerilme değerleri yaklaşık olarak $t=31,2$ saniye de maksimuma ulaşmıştır. Bu zaman değeri kren arabasının konum olarak kirişin ortasında olduğunu ifade etmektedir. Bu durum mesnet noktasından uzaklaştıkça toplam deformasyon ve bileşik gerilmenin arttığını göstermektedir.

Maksimum deformasyon değerinin S235JR malzeme için 9,50 mm, Malzeme1 için 10,60 ve Malzeme2 için 8,70 olduğu Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Ortalama maksimum deformasyon kiriş üzerindeki herhangi bir kesitin deformasyon ortalamasını ifade ederken maksimum deformasyon aynı kesit üzerindeki lokal maksimumu ifade etmektedir.

Her üç malzeme içinde elde edilen bulgular deformasyon ve gerilmelerin değerlerinin farklı olduğunu ancak aynı zaman aralığında oluştuğunu göstermektedir. Dolayısıyla, oluşabilecek toplam deformasyon ve gerilmelere uygun özellikleri taşıyan malzeme seçilmesinin önemini göstermektedir.

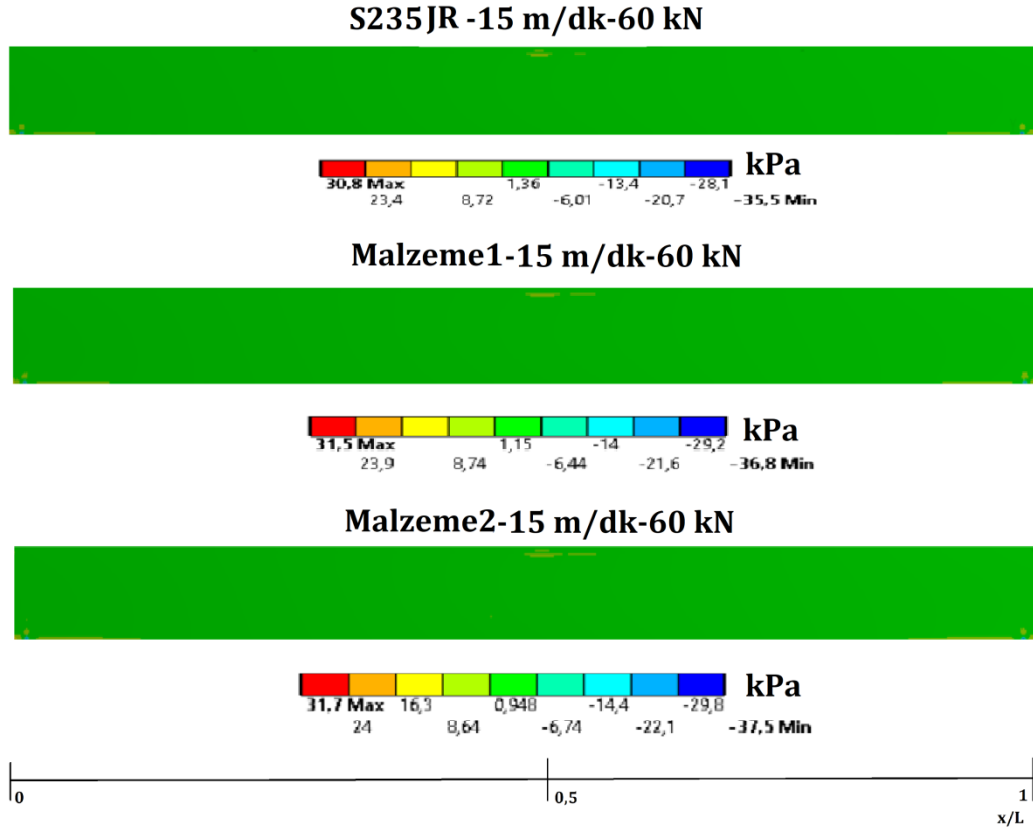


Şekil 4.1. 60 kN'luk Yük ve 15 m/dk Hız Değerlerinde S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 Olmak Üzere Üç Farklı Malzemede Maksimum Toplam Deformasyon (mm)



Şekil 4.2. 60 kN'luk Yük ve 15 m/dk Hız Değerlerinde S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 Olmak Üzere Üç Farklı Malzemede Maksimum Bileşik Gerilme (MPa)

60 kN'luk yük ve 15 m/dk hız değerlerinde S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 olmak üzere üç farklı malzemenin maksimum bileşik gerilme sonuçları Şekil 4.2'de verilmiştir. Burada kren kirişinin maksimum bileşik gerilme sonuçları kren arabasının x/L 'nin 0,5 olduğu bölge için verilmiştir. Her bir malzeme için gerilme büyüklüğünün farklı olduğu bölge aynıdır.

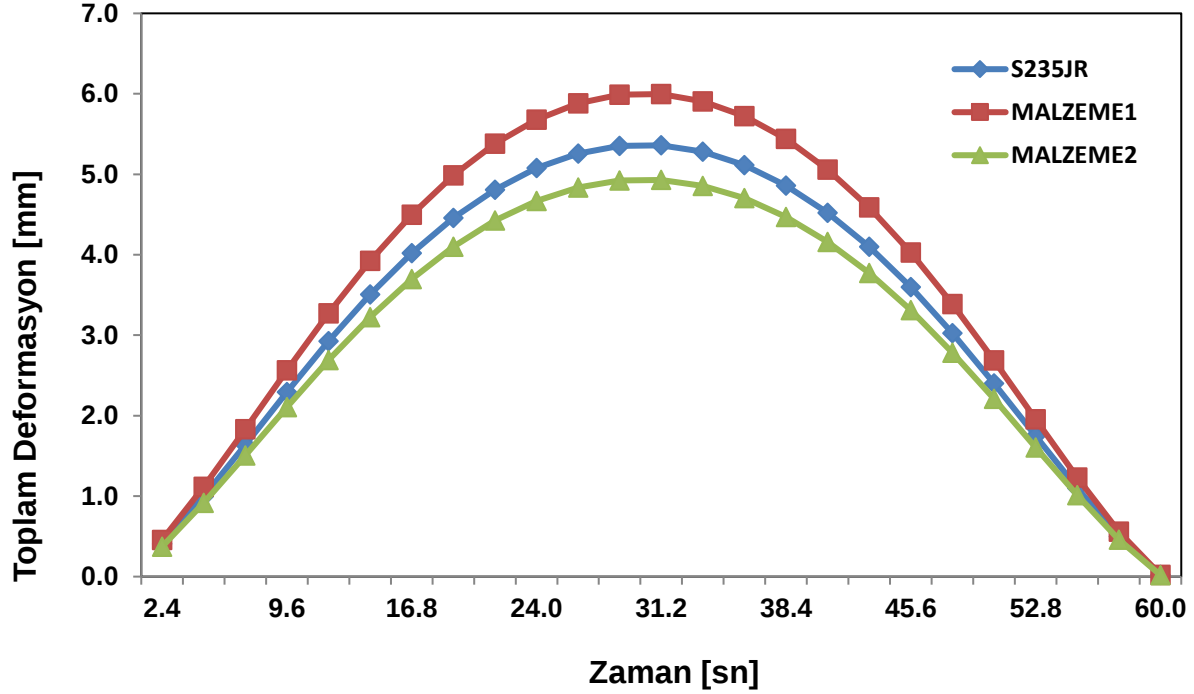


Şekil 4.3. 60 kN'luk Yük ve 15 m/dk Hız Değerlerinde S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 Olmak Üzere Üç Farklı Malzemede Maksimum Kesme Gerilmesi (kPa)

Şekil 4.3, 60 kN'luk Yük ve 15 m/dk hız değerlerinde S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 olmak üzere üç farklı malzemenin maksimum kesme gerilmesi sonucunu ifade etmektedir. Burada kren kirişinin kesme gerilmesi büyüklüğü, kren arabasının her konumunda x/L 'nin 1 olduğu bölge de oluşmuştur. Bunun sebebi kesme gerilmesinin kademeli artmasından kaynaklanmaktadır

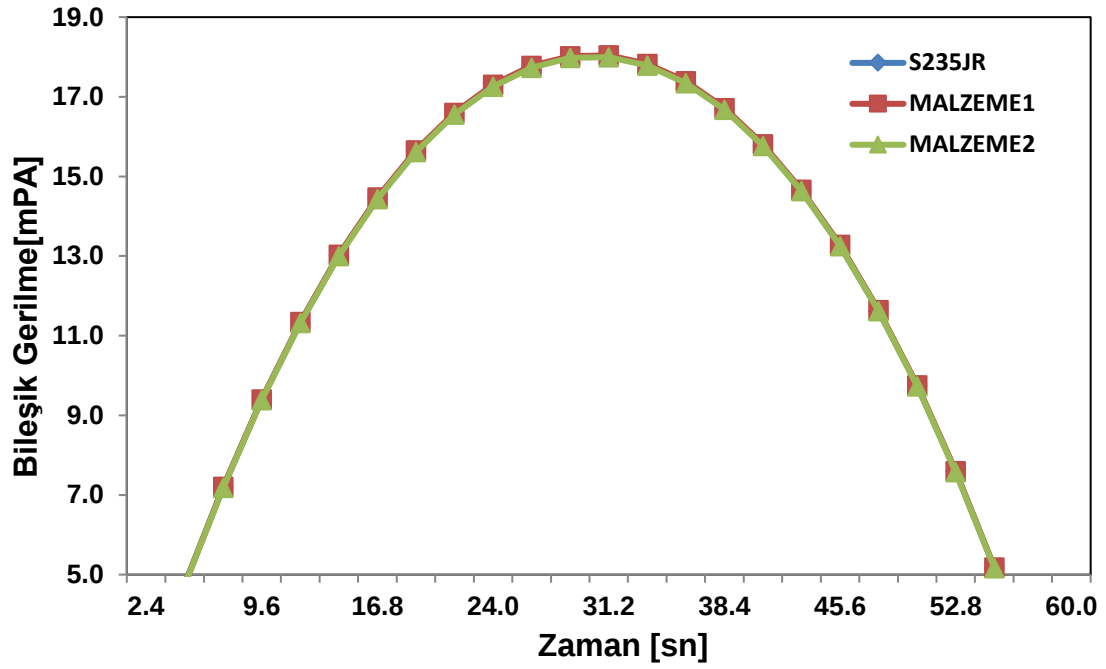
Tablo 4.2, 4.3 ve 4.4'de ifade edilen zamana bağlı ortalama deformasyon değerlerinin birlikte gösterimi Şekil 4.4'de grafikte verilmiştir. Burada toplam ortalama deformasyon mesnet noktalarında sıfıra yakın iken kren arabasının mesnet noktalarından en uzak olduğu nokta olan kirişin ortasında maksimum olarak belirlenmiştir. Ayrıca deformasyon büyüklükleri arasındaki farklılığın en fazla olduğu bölge ise yine kirişin orta noktasındadır.

Maksimum deformasyon Malzeme1 malzemesinde oluşurken, en düşük deformasyon Malzeme2 malzemesinde gerçekleştiği görülmektedir. Program ile elde edilen sonuçlar elastisite modülü ve poisson oranının büyüklüğü ile doğrudan ilişkilidir.



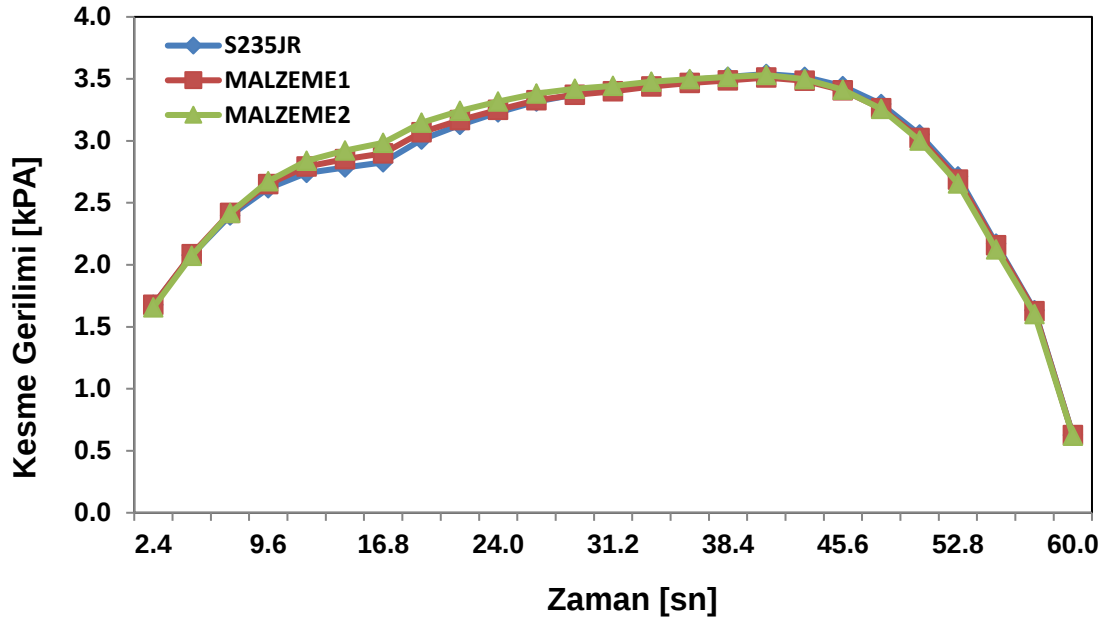
Şekil 4.4. 60 kN'luk Yük ve 15 m/dk Hız Değerlerinde S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 Olmak Üzere Üç Farklı Malzemede Toplam Ortalama Deformasyon Grafiği (mm)

Tablo 4.2, 4.3 ve 4.4'de ifade edilen zamana bağlı ortalama bileşik gerilme değerlerinin birlikte gösterimi Şekil 4.5'de grafikte sunulmuştur. Burada bileşik gerilme mesnet noktalarında sıfıra yakın iken kren arabasının mesnet noktalarından en uzak olduğu nokta olan kirişin ortasında kuvvet maksimum olarak belirlenmiştir. Ayrıca bileşik gerilme büyüklükleri arasındaki farklılığı en fazla olduğu bölge ise yine kirişin orta noktasındadır. Malzeme1 malzemesinde maksimum bileşik gerilme değeri elde edilirken, Malzeme2 malzemesinde düşük bileşik gerilme değeri elde edildiği görülmektedir. Gerilme ifadesi kiriş üzerinde oluşan deformasyon ile ilişkili olarak değişmektedir. Yani kiriş üzerindeki gerilme değeri deformasyon ve elastisite modülünün çarpımından oluşmaktadır.



Şekil 4.5. 60 kN'luk Yük ve 15 m/dk Hız Değerlerinde S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 Olmak Üzere Üç Farklı Malzemede Ortalama Bileşik Gerilme Grafiği (MPa)

Tablo 4.2, 4.3 ve 4.4'de ifade edilen zamana bağlı ortalama kesme gerilmesi değerlerinin birlikte gösterimi Şekil 4.6'da grafikte sunulmuştur. Burada kesme gerilmesi değeri başlangıçtan itibaren kırış sonuna doğru kademeli olarak arttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.6. 60 kN'luk Yük ve 15 m/dk Hız Değerlerinde S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 Olmak Üzere üç Farklı Malzemede Ortalama Kesme Gerilmesi Grafiği

Bu bölümde farklı malzeme özelliklerinde hareketli yük altında çalışan bir kren kirişinin deformasyon ve gerilme değerleri belirlenmiştir. Analizler sonucunda maksimum ortalama gerilme değeri hesaplanmış ve 18 MPa olarak bulunmuştur.

Bu değer, kiriş malzemesinin akma mukavemeti 235 MPa'nın altında kalmaktadır. Dolayısıyla bu kiriş için güvelik katsayısı yaklaşık 13 olarak belirlenmiştir. Maksimum gerilme değeri 198 MPa ve güvenlik kat sayısı ise 1,19 olarak belirlenmiştir. Ancak bu değer lokal olarak mesnet noktaları ile kren kirişi veya vinç arabası ile kren kirişi arasında olduğu için göz ardı edilebilir. Bu değer can ve mal güvenliği açısından kirişler için önemli bir parametredir. Deformasyon değerleri ise malzemelerin taşınmasında, güvenliğinde ve hassas taşıma koşullarında gerekli kısıtları sağlayacak şekilde hesaplanmalıdır.

4.2 10 m, 15 m ve 20 m Üç Farklı Kiriş Boyları İçin Dinamik Analiz

Kren kirişinin farklı boy ölçüleri için dinamik analizleri bu kısımda gerçekleştirilmiştir. Endüstride kren kirişi boyutu çalışma alanlarına göre değişmektedir. Endüstri de kullanılacak çalışma alanı için seçilecek kiriş boyutu kiriş üzerinde gezen arabanın ağırlığı ve yükleme durumuna göre değişkenlik gösterdiğinden kirişin dinamik davranışı tasarım açısından önem arz etmektedir. Çalışmada 10, 15 ve 20 m boy değerleri seçilerek dinamik analiz çalışmaları yapılmıştır. Tasarlanan kren kirişinde ANSYS programına girilen değerler aynı, yalnızca farklı boy değerlerinde kren kirişin dinamik davranışları belirlenmiştir. Çalışma da kullanılan köprü açıklığı Tablo 4.5'de verilmiştir.

Tablo 4.5. S235JR Kirişte Farklı Kiriş Boyları

Özellik	Birim	S235JR	S235JR	S235JR
Köprü açıklığı	m	10	15	20

Tablo 4.6, 10 metre kren kirişi için dinamik analizler sonucunda ulaşılan toplam deformasyon, bileşik gerilme ve kesme gerilmesi değerlerini göstermektedir.

Tablo 4.6. S235JR-10 m Dinamik Analiz Sonuçları

S235JR - 10 m					
Toplam Ortalama Deformasyon		Ortalama Bileşik Gerilme		Ortalama Kesme Gerilmesi	
Zaman(sn)	mm	Zaman(sn)	MPa	Zaman(sn)	kPa
1,6	0,174	1,6	1,45	1,6	1,6647
3,2	0,478	3,2	3,31	3,2	1,8951
4,8	0,824	4,8	5,16	4,8	6,1682
6,4	1,19	6,4	6,88	6,4	10,123
8	1,54	8	8,44	8	5,7944

Toplam Ortalama Deformasyon		Ortalama Kesme Gerilmesi		Ortalama Kesme Gerilmesi	
Zaman(sn)	mm	Zaman(sn)	MPa	Zaman (sn)	kPa
9,6	1,88	9,6	9,81	9,6	0,57528
11,2	2,17	11,2	11,00	11,2	3,8925
12,8	2,43	12,8	12,00	12,8	7,618
14,4	2,64	14,4	12,70	14,4	6,9642
16	2,80	16	13,30	16	4,3821
17,6	2,91	17,6	13,70	17,6	7,4676
19,2	2,96	19,2	14,00	19,2	9,767
20,8	2,97	20,8	14,00	20,8	7,3441
22,4	2,92	22,4	13,80	22,4	9,6514
24	2,83	24	13,40	24	12,633
25,6	2,68	25,6	12,90	25,6	15,615
27,2	2,48	27,2	12,20	27,2	18,758
28,8	2,23	28,8	11,20	28,8	21,913
30,4	1,94	30,4	10,10	30,4	25,954
32	1,62	32	8,79	32	19,584
33,6	1,27	33,6	7,26	33,6	19,878
35,2	0,903	35,2	5,58	35,2	13,554
36,8	0,551	36,8	3,73	36,8	0,44795
38,4	0,237	38,4	1,87	38,4	-2,0248
40	0,0163	40	0,357	40	-0,49117

10 metre kiriş boyunda maksimum ortalama deformasyonun 2,97 mm, maksimum ortalama bileşik gerilmenin 14,00 MPa ve maksimum ortalama kesme gerilmesinin 25,954 kPa olduğu gözlemlenmiştir. Toplam deformasyon ve bileşik gerilme değerleri yaklaşık olarak t=20,8. saniye de maksimuma ulaşmıştır. Bu zaman değeri 10 metre kiriş boyunda kren arabasının konum olarak kirişin ortasında olduğunu ifade etmektedir. Burada da önceki koşullarda olduğu gibi, mesnet noktalarından uzaklaştıkça toplam deformasyon ve bileşik gerilmenin arttığı gözlemlenmiştir.

15 metre kren kirişi için dinamik analizler sonucunda ulaşılan toplam ortalama deformasyon, bileşik gerilme ve kesme gerilmesi sonuçlarını Tablo 4.7 göstermektedir.

Tablo 4.7. S235JR-15 m Dinamik Analiz Sonuçları

S235JR - 15 m					
Ortalama Toplam Deformasyon		Ortalama Bileşik Gerilme		Ortalama Kesme Gerilmesi	
Zaman(sn)	mm	Zaman(sn)	MPa	Zaman(sn)	kPa
2,4	0,407	2,4	2,11	2,4	1,6773
4,8	0,997	4,8	4,74	4,8	2,0776
7,2	1,64	7,2	7,20	7,2	2,3987
9,6	2,29	9,6	9,39	9,6	2,6173
12	2,92	12	11,30	12	2,7423

Ortalama Toplam Deformasyon		Ortalama Bileşik Gerilme		Ortalama Kesme Gerilmesi	
Zaman(sn)	mm	Zaman(sn)	MPa	Zaman(sn)	kPa
14,4	3,51	14,4	13,00	14,4	2,7849
16,8	4,02	16,8	14,50	16,8	2,8266
19,2	4,46	19,2	15,60	19,2	3,0097
21,6	4,81	21,6	16,60	21,6	3,128
24	5,08	24	17,30	24	3,2282
26,4	5,26	26,4	17,70	26,4	3,3177
28,8	5,35	28,8	18,00	28,8	3,3737
31,2	5,36	31,2	18,00	31,2	3,4131
33,6	5,28	33,6	17,80	33,6	3,4567
36	5,11	36	17,40	36	3,489
38,4	4,86	38,4	16,70	38,4	3,5148
40,8	4,52	40,8	15,80	40,8	3,54
43,2	4,10	43,2	14,60	43,2	3,5166
45,6	3,60	45,6	13,30	45,6	3,4409
48	3,03	48	11,60	48	3,296
50,4	2,40	50,4	9,75	50,4	3,0506
52,8	1,75	52,8	7,59	52,8	2,7118
55,2	1,10	55,2	5,17	55,2	2,1705
57,6	0,501	57,6	2,56	57,6	1,6321
60	0,0208	60	0,256	60	0,62557

15 metre kiriş boyunda, toplam ortalama deformasyonun 5,36 mm, maksimum ortalama bileşik gerilmenin 18,00 MPa ve maksimum ortalama kesme gerilmesinin 3,54 kPa olduğu gözlemlenmiştir. Tablo 4.7’de gösterilen toplam deformasyon ve bileşik gerilme değerleri yaklaşık olarak t=31,2. saniye de maksimuma ulaşmıştır. Tespit edilen zaman değerinde 15 metre kiriş için kren arabasının konum olarak kirişin ortasında olduğunu göstermektedir. Toplam deformasyon ve bileşik gerilmenin, kren arabasının mesnet noktalarından uzaklaştıkça, arttığını göstermektedir.

Tablo 4.8, 20 metre kren kirişi için dinamik analizler sonucunda ulaşılan toplam deformasyon, ortalama bileşik gerilme ve ortalama kesme gerilmesi sonuçlarını göstermektedir.

Tablo 4.8. S235JR-20 m Dinamik Analiz Sonuçları

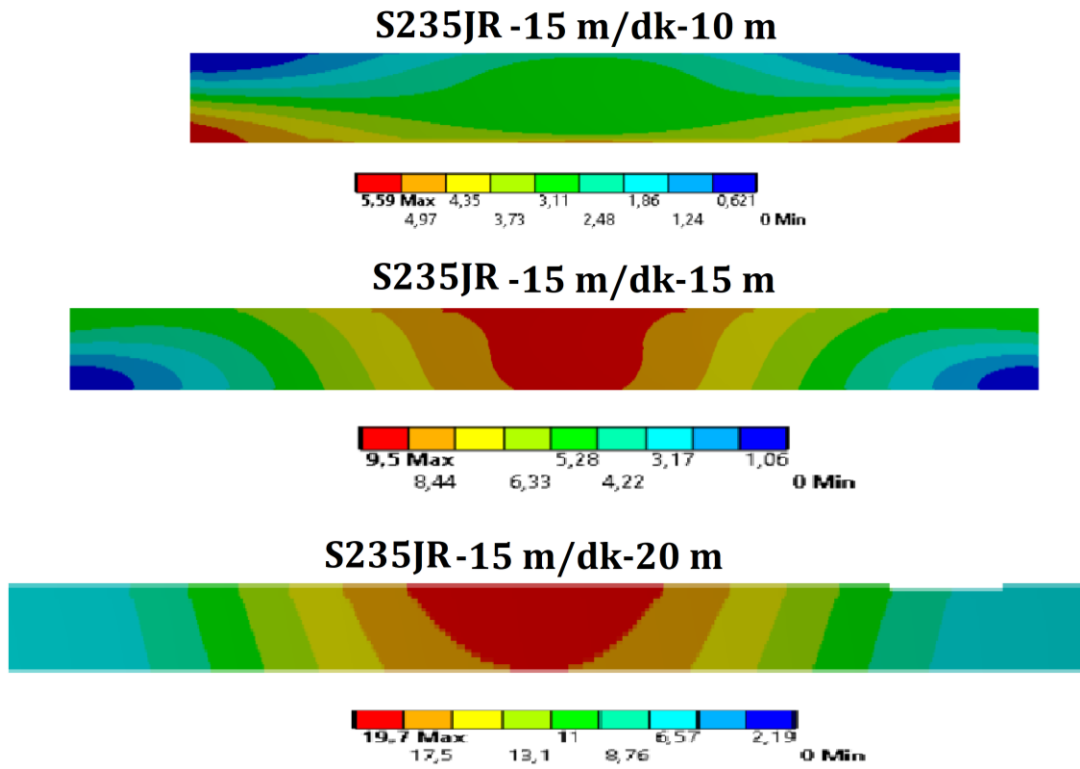
S235JR - 20 m					
Toplam Ortalama Deformasyon		Ortalama Bileşik Gerilme		Ortalama Kesme Gerilmesi	
Zaman(sn)	mm	Zaman(sn)	MPa	Zaman(sn)	kPa
3,2	0,879	3,2	2,79	3,2	-0,823
6,4	2,01	6,4	6,05	6,4	-3,14
9,6	3,23	9,6	9,00	9,6	1,57
12,8	4,50	12,8	11,60	12,8	3,05

Toplam Ortalama Deformasyon		Ortalama Bileşik Gerilme		Ortalama Kesme Gerilmesi	
Zaman(sn)	mm	Zaman(sn)	MPa	Zaman(sn)	kPa
16	5,74	16	13,90	16	5,97
19,2	6,90	19,2	15,90	19,2	9,65
22,4	7,96	22,4	17,70	22,4	2,91
25,6	8,87	25,6	19,10	25,6	-4,43
28,8	9,63	28,8	20,30	28,8	-0,688
32	10,20	32	21,20	32	2,88
35,2	10,60	35,2	21,70	35,2	3,05
38,4	10,80	38,4	22,10	38,4	-10,80
41,6	10,80	41,6	22,10	41,6	-8,43E
44,8	10,60	44,8	21,80	44,8	-5,26
48	10,30	48	21,20	48	-6,53
51,2	9,69	51,2	20,40	51,2	-8,28
54,4	8,95	54,4	19,30	54,4	-7,69
57,6	8,05	57,6	17,80	57,6	-8,14
60,8	7,01	60,8	16,20	60,8	-8,06
64	5,86	64	14,20	64	-4,94
67,2	4,63	67,2	11,90	67,2	-1,10
70,4	3,37	70,4	9,33	70,4	2,53
73,6	2,15	73,6	6,42	73,6	-5,40
76,8	1,01	76,8	3,20	76,8	-2,63
80	0,0283	80	0,205	80	-0,213

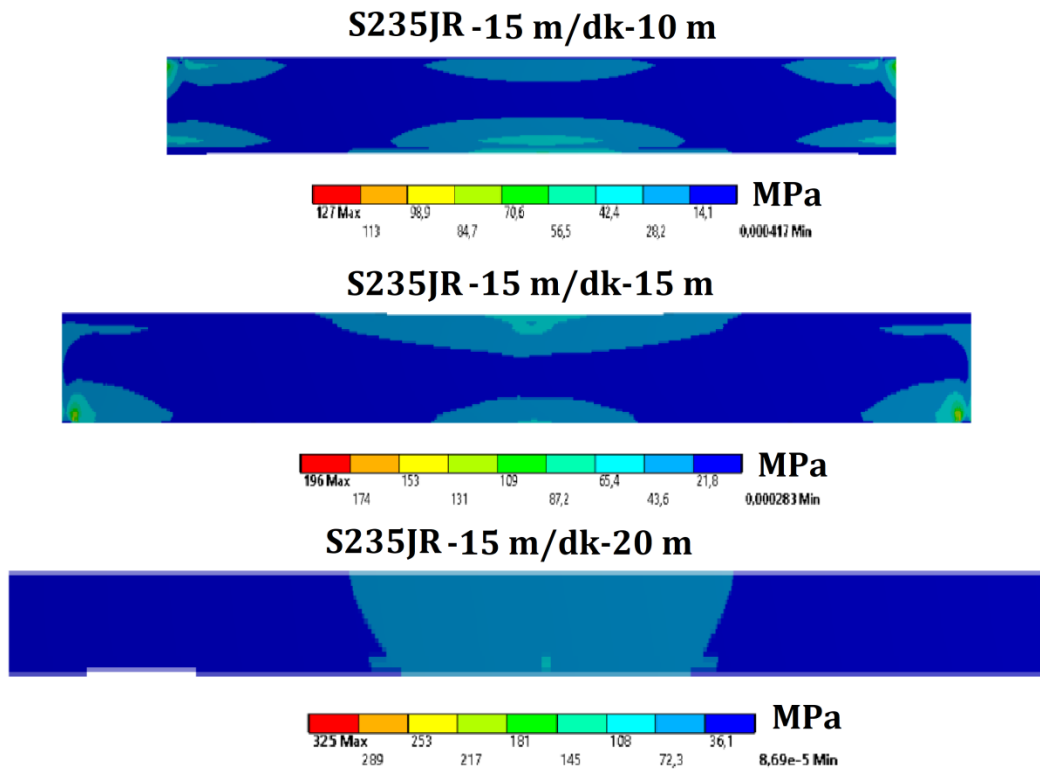
20 metre kiriş için toplam ortalama deformasyonun 10,80 mm, maksimum ortalama bileşik gerilmenin 22,10 MPa ve maksimum ortalama kesme gerilmesinin 9,65 kPa olduğu gözlemlenmiştir. Toplam deformasyon ve bileşik gerilme değerleri yaklaşık olarak $t=41,6$ saniye de maksimuma ulaşmıştır. Bu zaman diliminde 20 metre kiriş için kren arabasının konum olarak kirişin ortasında olduğunu göstermektedir. Kullanılan önceki parametrelerde olduğu gibi burada da toplam deformasyon ve bileşik gerilmenin, kren arabasının mesnet noktalarından uzaklaştıkça arttığını göstermiştir.

Çalışma da belirlenen kiriş boylarında elde edilen bulgular deformasyon ve gerilme değerlerinin birbirinden farklı olduğunu, ancak her üç durumda da maksimum deformasyonun ve gerilmenin kirişin orta noktasına yakın bir yerde olduğu göstermektedir. Bu, tasarım aşamasında belirlenen kiriş boyunun, kren kirişinin toplam deformasyon ve bileşik gerilme sonuçlarını da etkilediği ortaya konmuştur.

Şekil 4.7’de maksimum deformasyon değerinin 10 metre kiriş için 5,60 mm, 15 metre kiriş için 9,50 mm ve 20 metre kiriş için ise 19,71 mm olduğu görülmektedir. Ortalama maksimum deformasyon kiriş üzerindeki herhangi bir kesitin deformasyon ortalamasını ifade ederken maksimum deformasyon aynı kesit üzerindeki lokal maksimumu ifade etmektedir.

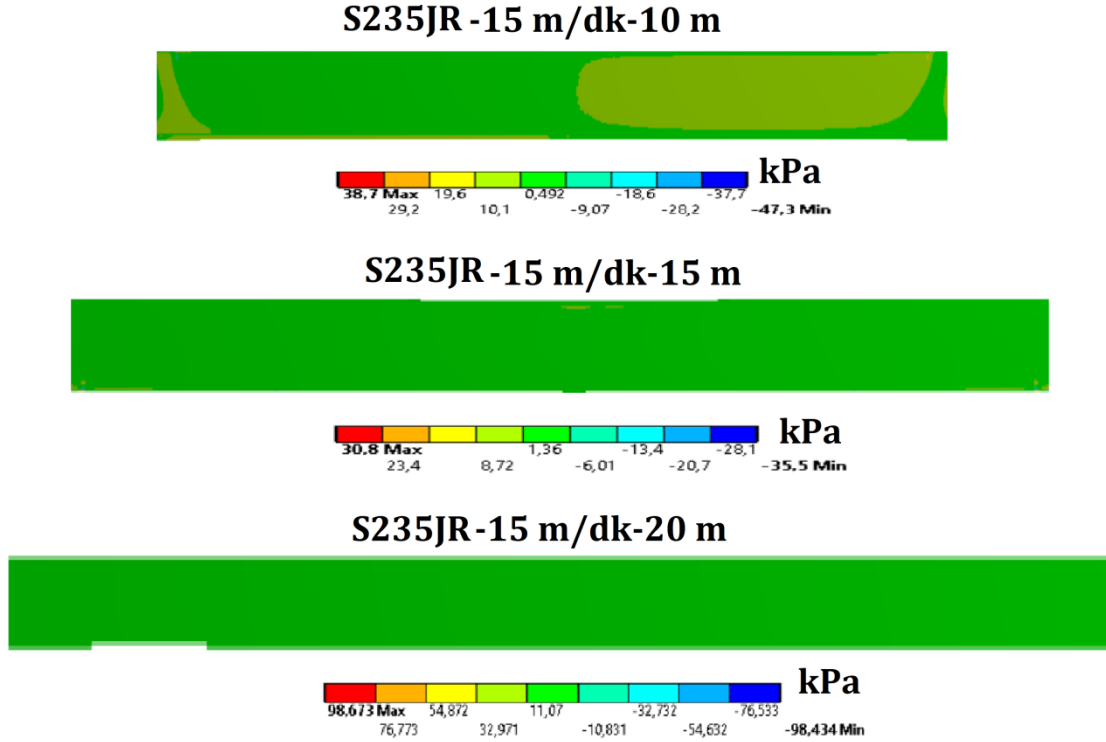


Şekil 4.7. 60 kN'luk Yük ve 15 m/dk Hız Değerlerinde 10 m, 15 m ve 20 m Olmak Üzere Üç Farklı Kiriş Boylarında Maksimum Toplam Deformasyon (mm)



Şekil 4.8. 60 kN'luk Yük ve 15 m/dk Hız Değerlerinde 10 m, 15 m ve 20 m Olmak Üzere Üç Farklı Kiriş Boylarında Maksimum Bileşik Gerilme (MPa)

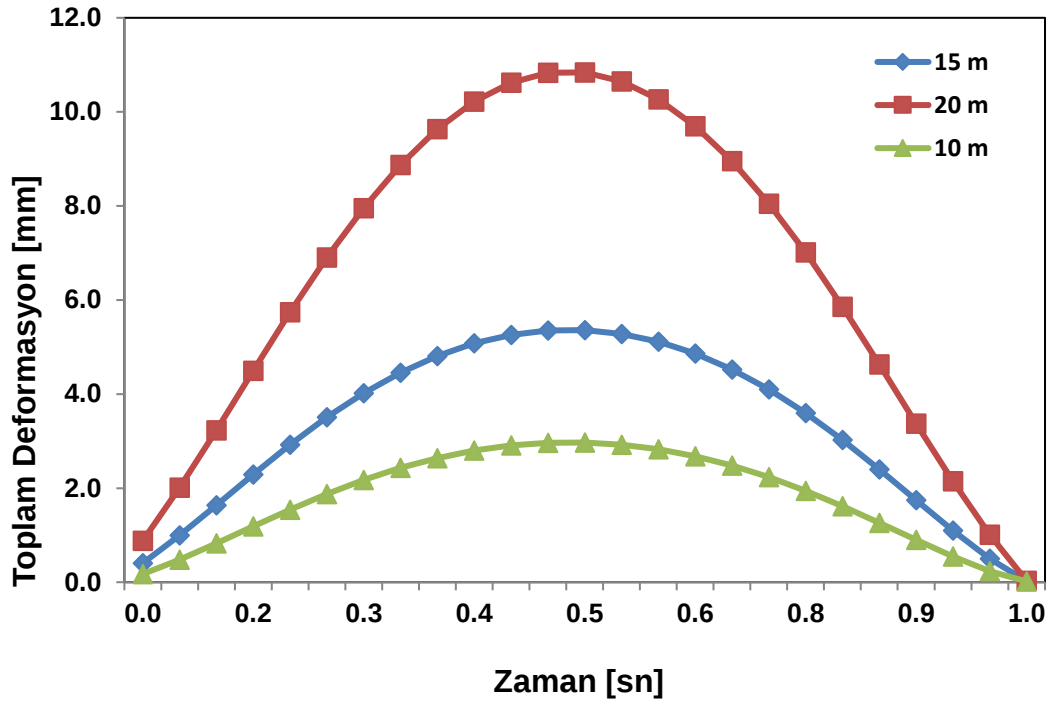
S235JR malzeme, 15 m/dk hız değerinde farklı boy ölçülerinde kiriş için, maksimum bileşik gerilme değeri Şekil 4.8'de görülmektedir. Bileşik gerilme sonuçları, her bir kiriş için kren arabasının kiriş ortasında bulunduğu bölge için verilmiştir. Her bir kiriş boyu için gerilme büyüklükleri farklı, fakat her bir kirişte birbirine benzer bölgelerde oluşmuştur.



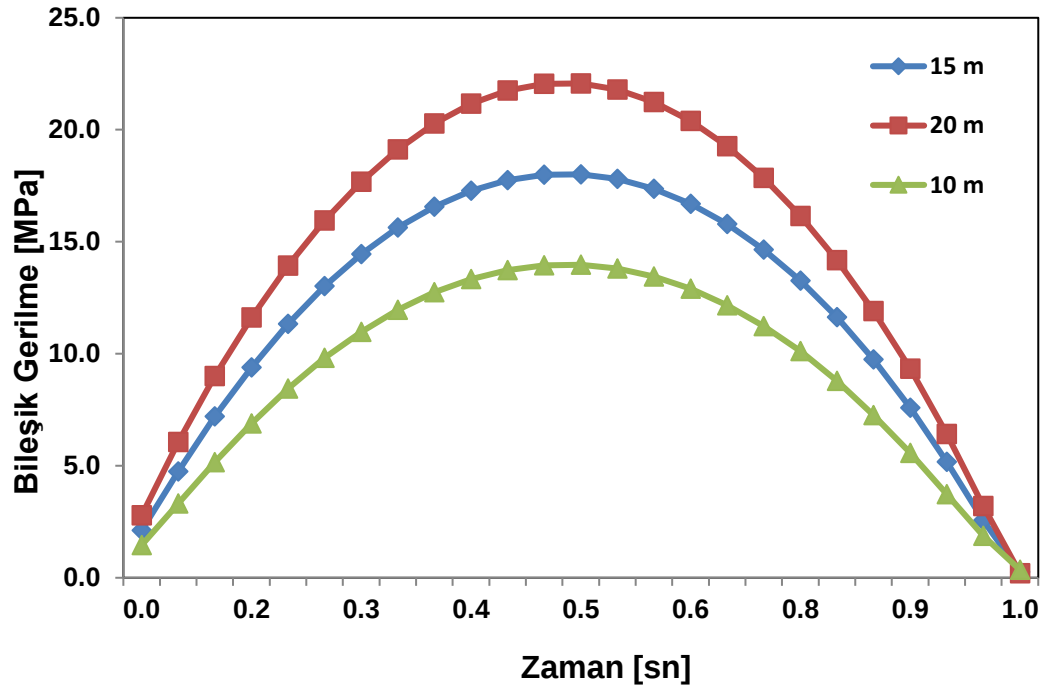
Şekil 4.9. 60 kN'luk Yük ve 15 m/dk Hız Değerlerinde 10 m, 15 m ve 20 m Olmak Üzere Üç Farklı Kiriş Boylarında Maksimum Kesme Gerilmesi (kPa)

St37 malzeme, 15 m/dk hız değerinde farklı boy ölçülerinde kiriş için maksimum kesme gerilmesi değerini Şekil 4.9 göstermektedir. Kesme gerilmesi değerleri, her bir kiriş için kren arabasının kiriş ortasında bulunduğu bölge için verilmiştir. Her bir kiriş boyu için gerilme büyüklükleri farklı fakat birbirine benzer bölgelerde oluşmuştur.

Tablo 4.6, 4.7 ve 4.8'de gösterilen zamana bağlı deformasyon değerlerinin karşılaştırılmalı gösterimi Şekil 4.10'da grafikte verilmiştir. Her üç kiriş boyu için elde edilen toplam deformasyon miktarlarının mesnet noktalarında sıfıra yakın iken kirişin orta noktasında maksimum olduğu görülmüştür. Her üç durum için deformasyon değerlerinin birbirinden farklı olduğu fakat, yine kirişin orta noktasına yakın yerde olduğudur. 20 metre kiriş boyuna sahip kirişin deformasyon miktarının maksimum ancak 10 metre kiriş boyuna sahip kirişin ise minimum deformasyon miktarı olduğu görülmüştür. Bu, mesnet noktaları arasındaki mesafe arttıkça malzemenin daha fazla deformasyona uğramasındandır. Ayrıca, malzeme yer değiştirme miktarı malzeme boyuna oranı (strain) yani deformasyon olarak tanımlanmaktadır. Dolayısıyla kiriş boyu arttıkça yer değiştirme miktarı da artmaktadır.



Şekil 4.10. 60 kN'luk Yük ve 15 m/dk Hız Değerlerinde 10 m, 15 m ve 20 m Olmak Üzere Üç Farklı Kiriş Boylarında Toplam Ortalama Deformasyon Grafiği (mm)



Şekil 4.11. 60 kN'luk Yük ve 15 m/dk Hız Değerlerinde 10 m, 15 m ve 20 m Olmak Üzere Üç Farklı Kiriş Boylarında Ortalama Bileşik Gerilme Grafiği (MPa)

Tablo 4.6, 4.7 ve 4.8’de gösterilen zamana bağlı bileşik gerilme değerlerinin karşılaştırılmalı gösterimi Şekil 4.11’de verilmiştir. Toplam deformasyon karşılaştırılmasında olduğu gibi her üç kiriş boyu için elde edilen bileşik gerilme değerlerinde mesnet noktalarında sıfıra yakın iken, kirişin orta noktasında maksimum olduğu görülmüştür. Her üç durum için bileşik gerilme değerlerinin birbirinden en uzak olduğu bölge yine kirişin orta noktasına yakın yerdedir. 20 metre kiriş boyuna sahip kirişin bileşik gerilmenin maksimum ve 10 metre kiriş boyuna sahip kirişin ise minimum olduğu gösterilmiştir. Gerilme ifadesi kiriş üzerinde oluşan deformasyon ile ilişkili olarak değişmektedir. Kiriş üzerindeki gerilme değeri deformasyon ve elastisite modülünün çarpımından elde edilmektedir.

Hareketli yük altında çalışan farklı boyda kren kirişinin toplam deformasyon ve bileşik gerilme sonuçları değerlendirilmiştir. Her bir kiriş boyu için sırasıyla maksimum ortalama gerilme değerleri 14, 18 ve 22,10 MPa olarak belirlenmiştir. Bu gerilme değerlerinin, S235JR malzemesinin akma mukavemeti olan 235 MPa’dan düşük olduğu görülmektedir. Endüstride, imal edilen tüm aksamlar için kritik olan güvenlik kat sayısının yaklaşık 11 olduğu tespit edilmiştir. Maksimum gerilme değeri ise 10 metre, 15 metre ve 20 metre boy için sırasıyla 127 MPa, 198 MPa ve 315 MPa olarak bulunmuştur. 10 metre kiriş için güvenlik kat sayısı ise 1,85 ve 15 metre kiriş için 1,19 olarak belirlenmiştir. 20 metre kiriş gerilme değeri ise akma mukavemetinden yüksek bulunmuştur. Ancak bu değer lokal olarak mesnet noktaları ile kren kirişi veya vinç arabası ile kren kirişi arasında olduğu için göz ardı edilebilir. Deformasyon değerleri ise işletmede veya endüstriyel alanlarda kullanılırken tüm koşullar düşünülerek hesaplanması gerekmektedir.

4.3 40 kN, 60 kN ve 80 kN Üç Farklı Yük İçin Dinamik Analiz

Kren kirişinin üç farklı yük için dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir. İmalat sanayisinin önemli makinelerinden olan kren, taşıdığı yüke ve çevresine zarar vermemesi için taşınan yüklerin belirlenen koşullara uygun şekilde seçilmesini gerektirmektedir. Çalışmada yük değerleri 40, 60 ve 80 kN olarak seçilerek dinamik analiz çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Tez çalışmasında diğer koşullar aynı fakat yük miktarları farklı belirlenerek Tablo 4.9’da verilmiştir.

Tablo 4.9. S235JR Kirişte Kaldırma Yük Değerleri

Özellik	Birim	S235JR	S235JR	S235JR
Kaldırma Yüğü	kN	40	60	80

40 kN yükleme koşulu kren kirişi dinamik analizlerinde ulaşılan toplam deformasyon, bileşik gerilme ve kesme gerilmesi sonuçlarını Tablo 4.10 göstermektedir.

Tablo 4.10. S235JR-40 kN Dinamik Analiz Sonuçları

S235JR - 40 kN					
Toplam Ortalama Deformasyon		Ortalama Bileşik Gerilme		Ortalama Kesme Gerilmesi	
Zaman(sn)	mm	Zaman (sn)	MPa	Zaman(sn)	kPa
2,4	0,283	2,4	1,40	2,4	1,11
4,8	0,694	4,8	3,15	4,8	1,37
7,2	1,14	7,2	4,78	7,2	1,59
9,6	1,60	9,6	6,24	9,6	1,75
12	2,04	12	7,53	12	1,85
14,4	2,45	14,4	8,65	14,4	1,89
16,8	2,80	16,8	9,60	16,8	1,93
19,2	3,11	19,2	10,40	19,2	2,05
21,6	3,35	21,6	11,00	21,6	2,13
24	3,54	24	11,50	24	2,20
26,4	3,67	26,4	11,80	26,4	2,25
28,8	3,73	28,8	11,90	28,8	2,29
31,2	3,74	31,2	12,00	31,2	2,31
33,6	3,68	33,6	11,80	33,6	2,34
36	3,56	36	11,50	36	2,36
38,4	3,39	38,4	11,10	38,4	2,37
40,8	3,15	40,8	10,50	40,8	2,38
43,2	2,86	43,2	9,73	43,2	2,36
45,6	2,51	45,6	8,81	45,6	2,31
48	2,11	48	7,73	48	2,20
50,4	1,67	50,4	6,47	50,4	2,03
52,8	1,22	52,8	5,04	52,8	1,79
55,2	0,767	55,2	3,44	55,2	1,43
57,6	0,348	57,6	1,70	57,6	1,07
60	0,0145	60	0,171	60	0,416

Elde edilen sonuçlara göre toplam ortalama deformasyonun 3,74 mm, maksimum ortalama bileşik gerilme 12,00 MPa ve maksimum ortalama kesme gerilmesinin 2,38 kPa olduğu belirlenmiştir. Bulunan sonuçlara göre deformasyon ve bileşik gerilme değerleri yaklaşık olarak t=31,2. saniye de maksimuma ulaşmıştır. Maksimum deformasyonun, 40 kN yüklü kiriş için konum olarak kirişin ortasında oluştuğunu göstermektedir. Farklı malzeme ve farklı boy değerlerinde olduğu gibi burada da mesnet noktalarından uzaklaşıldıkça toplam deformasyon ve bileşik gerilmenin arttığı görülmektedir.

60 kN yükleme koşulu kren kirişin dinamik analizlerinde ulaşılan toplam deformasyon, bileşik gerilme ve kesme gerilmesi sonuçlarını Tablo 4.11 göstermektedir.

Tablo 4.11. S235JR-60 kN Dinamik Analiz Sonuçları

S235JR - 60 kN					
Ortalama Toplam Deformasyon		Ortalama Bileşik Gerilme		Ortalama Kesme Gerilmesi	
Zaman(sn)	mm	Zaman (sn)	MPa	Zaman (sn)	kPa
2,4	0,407	2,4	2,11	2,4	1,68
4,8	0,997	4,8	4,74	4,8	2,08
7,2	1,64	7,2	7,20	7,2	2,40
9,6	2,29	9,6	9,39	9,6	2,62
12	2,92	12	11,30	12	2,74
14,4	3,51	14,4	13,00	14,4	2,78
16,8	4,02	16,8	14,50	16,8	2,83
19,2	4,46	19,2	15,60	19,2	3,01
21,6	4,81	21,6	16,60	21,6	3,13
24	5,08	24	17,30	24	3,23
26,4	5,26	26,4	17,70	26,4	3,32
28,8	5,35	28,8	18,00	28,8	3,37
31,2	5,36	31,2	18,00	31,2	3,41
33,6	5,28	33,6	17,80	33,6	3,46
36	5,11	36	17,40	36	3,49
38,4	4,86	38,4	16,70	38,4	3,51
40,8	4,52	40,8	15,80	40,8	3,54
43,2	4,10	43,2	14,60	43,2	3,52
45,6	3,60	45,6	13,30	45,6	3,44
48	3,03	48	11,60	48	3,30
50,4	2,40	50,4	9,75	50,4	3,05
52,8	1,75	52,8	7,59	52,8	2,71
55,2	1,10	55,2	5,17	55,2	2,17
57,6	0,501	57,6	2,56	57,6	1,63
60	0,0208	60	0,256	60	0,626

Elde edilen sonuçlara göre toplam ortalama deformasyonun 5,36 mm, maksimum ortalama bileşik gerilmenin 18 MPa ve maksimum ortalama kesme gerilmesinin 3,54 kPa olarak belirlenmiştir. Toplam deformasyon ve bileşik gerilme değerleri t=31,2. saniye de maksimuma ulaşmıştır. Elde edilen maksimum değerlerin, kren arabasının konum olarak kirişin yaklaşık olarak ortasında olduğu zaman dilimine yakın olduğu belirlenmiştir.

Bu durum diğer bölümlerde de bahsedildiği gibi mesnet noktasından uzaklaştıkça toplam deformasyon ve bileşik gerilmenin arttığını göstermektedir.

Tablo 4.12, yükleme koşulu 80 kN kren kirişi için dinamik analizler sonucunda ulaşılan toplam ortalama deformasyon, ortalama bileşik gerilme ve ortalama kesme gerilmesi değerlerini göstermektedir.

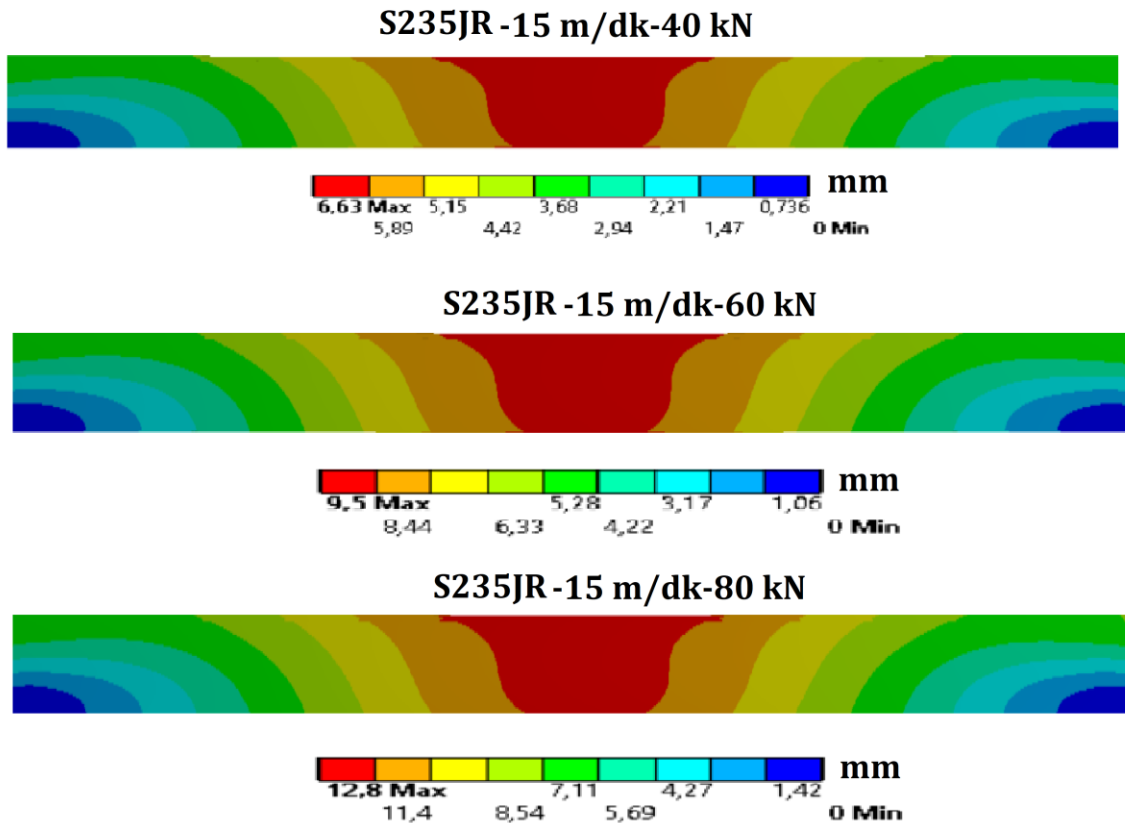
Tablo 4.12. S235JR-80 kN Dinamik Analiz Sonuçları

S235JR - 80 kN					
Toplam Deformasyon		Bileşik Gerilme		Kesme Gerilmesi	
Zaman(sn)	mm	Zaman (sn)	MPa	Zaman (sn)	kPa
2,4	0,551	2,4	2,84	2,4	2,85
4,8	1,34	4,8	6,36	4,8	4,46
7,2	2,20	7,2	9,64	7,2	5,61
9,6	3,08	9,6	12,60	9,6	6,41
12	3,93	12	15,10	12	6,91
14,4	4,71	14,4	17,40	14,4	7,14
16,8	5,41	16,8	19,30	16,8	6,94
19,2	5,99	19,2	20,90	19,2	6,84
21,6	6,46	21,6	22,10	21,6	6,65
24	6,82	24	23,00	24	6,43
26,4	7,07	26,4	23,70	26,4	6,23
28,8	7,19	28,8	24,00	28,8	6,07
31,2	7,20	31,2	24,00	31,2	5,93
33,6	7,10	33,6	23,80	33,6	5,86
36	6,87	36	23,20	36	5,81
38,4	6,53	38,4	22,30	38,4	5,77
40,8	6,08	40,8	21,10	40,8	5,77
43,2	5,51	43,2	19,50	43,2	5,73
45,6	4,84	45,6	17,70	45,6	5,65
48	4,07	48	15,50	48	5,47
50,4	3,23	50,4	13,00	50,4	5,16
52,8	2,35	52,8	10,10	52,8	4,70
55,2	1,48	55,2	6,92E	55,2	3,85
57,6	0,677	57,6	3,43	57,6	2,90
60	0,0277	60	0,335	60	0,964

Elde edilen sonuçlardan, toplam ortalama deformasyonun 7,20 mm, maksimum ortalama bileşik gerilmenin 24,00 MPa ve maksimum ortalama kesme gerilmesinin 7,14 kPa olduğu gözlenmiştir. Toplam deformasyon ve bileşik gerilme değerleri 31,2. saniyede maksimuma ulaşmıştır. Maksimum deformasyonun, t=31,2. saniye de 80 kN yüklü kiriş için konum olarak kirişin yaklaşık olarak ortasında olduğunu göstermektedir. Elde edilen sonuçlar, mesnet noktalarından uzaklaştıkça toplam deformasyon ve bileşik gerilme değerlerinde artışın olduğunu göstermektedir.

Tez çalışmasında belirlenen farklı kiriş yüklerinde elde edilen sonuçlar deformasyon ve gerilme değerlerinin birbirinden farklı olduğunu, ancak her üç durumda da maksimum deformasyonun ve gerilmenin kirişin orta noktasına yakın bölgede gerçekleştiğini göstermiştir. Kirişte oluşan toplam deformasyon ve bileşik gerilme değerlerinde kiriş üzerine etki eden yükün önemi ortaya konmuştur.

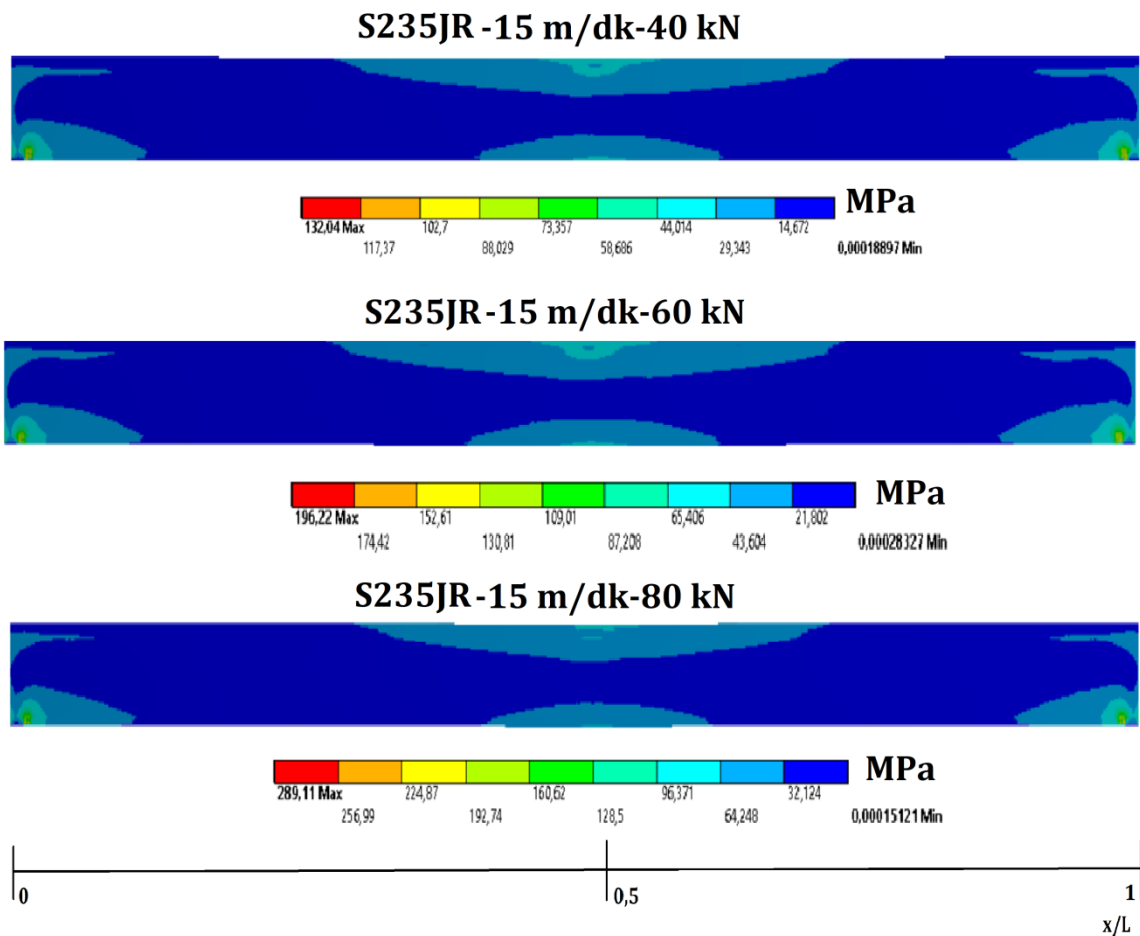
Üç farklı kiriş yüklemesinin maksimum toplam deformasyon sonucunu Şekil 4.12 göstermektedir. Deformasyonların, mesnet noktalarında minimum, kiriş orta noktasında ise maksimum değerlerde olduğu Şekil 4.12’de görülmektedir. 40 kN, 60 kN ve 80 kN yüklemelerde kiriş üzerinde maksimum deformasyon noktasının $t=31,2$ saniye de kren arabasının kiriş üzerinde bulunduğu yerde olduğu görülmüştür. Maksimum deformasyonun aynı zaman diliminde gerçekleşmesine rağmen, deformasyon miktarları farklıdır. 40 kN, 60 kN ve 80 kN yüklemelerde $t=31,2$ saniye de deformasyon miktarları, sırasıyla 6,63 mm, 9,50 mm ve 12,80 mm olarak belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlardan, kren arabası kirişin ortasına yakın yerdeyken maksimum deformasyon oluştuğu görülmüştür.



Şekil 4.12. S235JR Malzeme ve 15 m/dk Hız Değerlerinde 40 kN, 60kN ve 80 kN Olmak Üzere Üç Farklı Yükleme Durumunda Maksimum Toplam Deformasyon (mm)

S235JR malzeme, 15 m/dk hız üç farklı yük altında maksimum bileşik gerilme değeri Şekil 4.13 göstermektedir. Elde edilen bulgular x/L 'nin 0,5 olduğu bölge için verilmiştir.

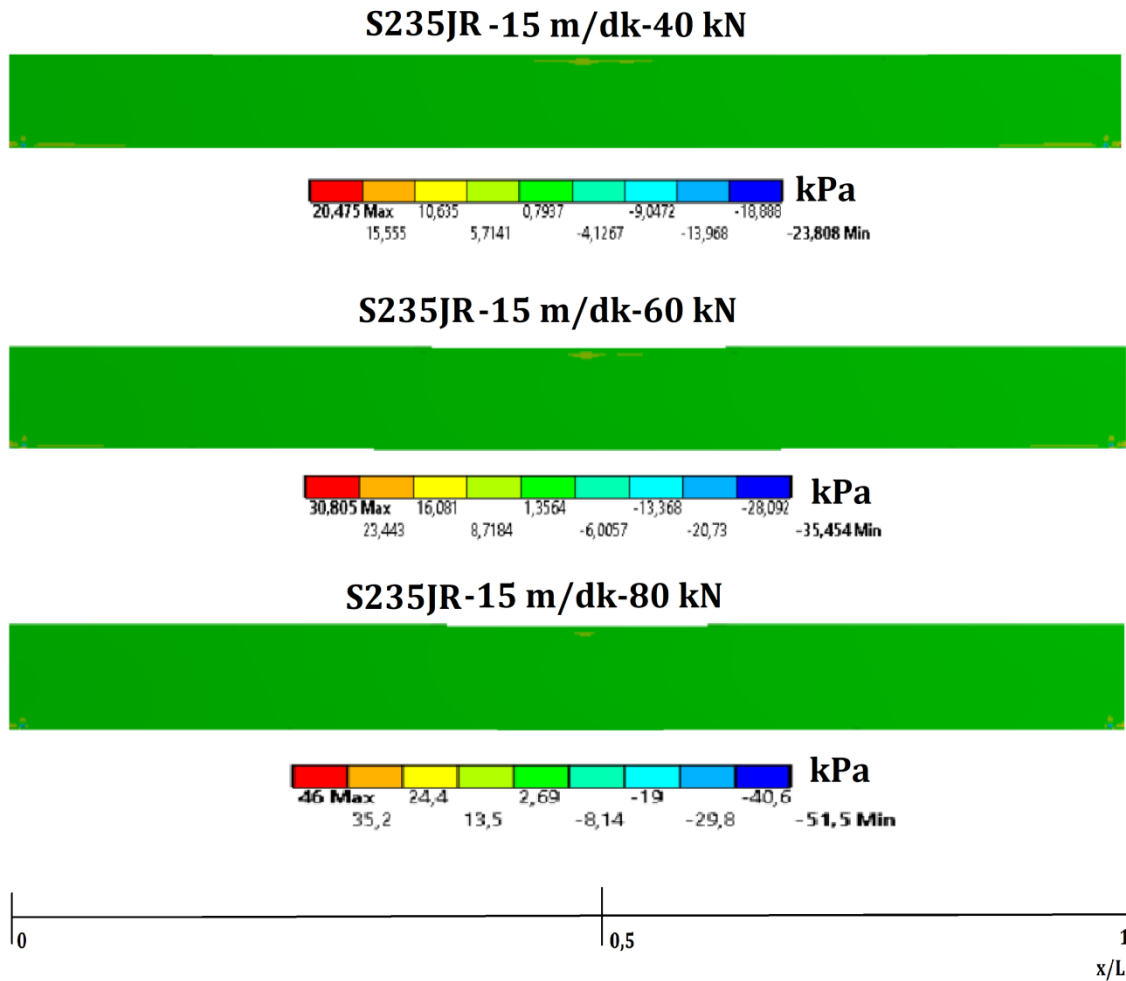
Her üç yükleme durumunda bileşik gerilme değerleri farklı, fakat her bir kirişte birbirine benzer bölgelerde oluşmuştur. 40 kN, 60 kN ve 80 kN yük koşulları için maksimum gerilme değerleri sırasıyla 132 MPa, 198 Mpa ve 289 MPa olarak belirlenmiştir. 40 kN ve 60 kN yükleme altında, gerilme değerleri malzemenin akma mukavemeti olan 235 MPa değerinin altında kalmasına rağmen 80 kN'lık gerilme değeri akma mukavemeti değerinin üstünde gerçekleşmiştir.



Şekil 4.13. S235JR Malzeme ve 15 m/dk Hız Değerlerinde 40 kN, 60kN ve 80 kN Olmak Üzere Üç Farklı Yükleme Durumunda Maksimum Bileşik Gerilme (MPa)

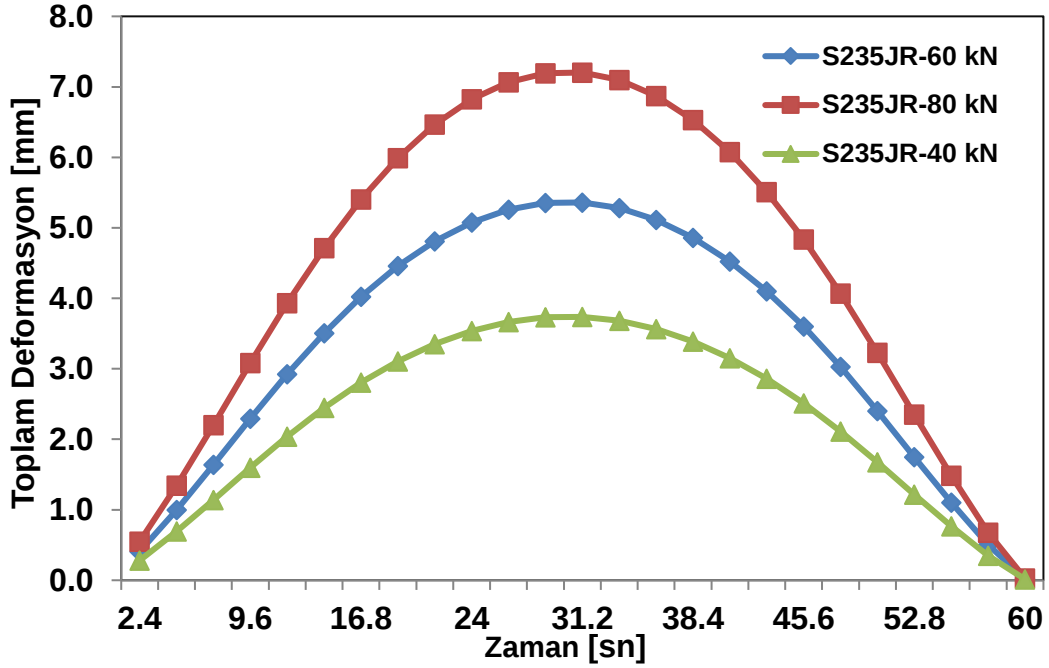
S235JR malzeme, 15 m/dk hız üç farklı yük altında maksimum kesme gerilmesi değeri Şekil 4.14 göstermektedir. Kesme gerilmesi değeri x/L 'nin 0,5 olduğu bölge için verilmiştir.

Her bir kiriş yükü için gerilme değerleri farklı fakat kiriş üzerinde birbirine benzer bölgelerde gerçekleşmiştir.

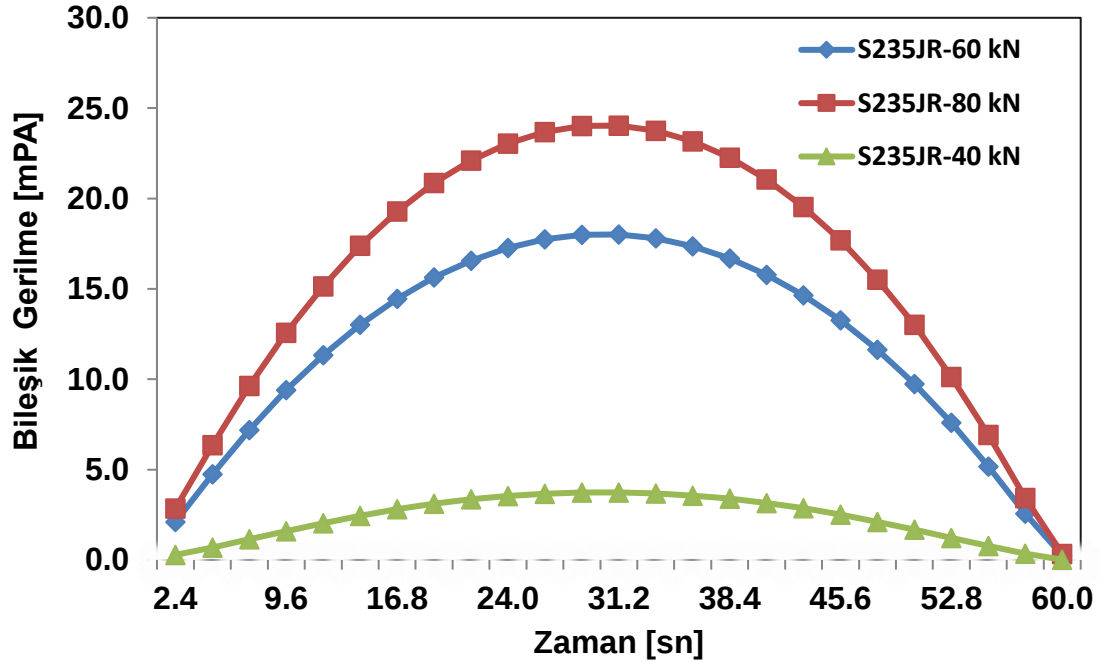


Şekil 4.14. S235JR Malzeme ve 15 m/dk Hız Değerlerinde 40 kN, 60kN ve 80 kN Olmak Üzere Üç Farklı Yükleme Durumunda Maksimum Kesme Gerilmesi (kPa)

Tablo 4.10, 4.11 ve 4.12’de gösterilen zamana bağlı deformasyon değerlerinin birlikte gösterimi Şekil 4.15’de grafikte verilmiştir. Her üç kiriş yükü için program ile bulunan toplam deformasyon miktarlarının mesnet noktalarında sifıra yakın iken kirişin orta noktasında maksimum olduğu görülmektedir. Deformasyon değerlerinin birbirinden en uzak olduğu bölge yine kirişin orta noktasına yakın yeredir. 80 kN yüklü kirişin ortalama deformasyon miktarının yaklaşık 7 mm ile maksimum ve 40 kN yüklü kirişin ise yaklaşık 3 mm ile minimum değerde olduğu görülmektedir. Bunun sebebi, deformasyon ile kuvvetin sonlu elemanlar analizine göre orantılı olmasıdır.



Şekil 4.15. S235JR Malzeme ve 15 m/dk Hız Değerlerinde 40 kN, 60kN ve 80 kN Olmak Üzere Üç Farklı Yükleme Durumunda Toplam Ortalama Deformasyon Grafiği (mm)



Şekil 4.16. S235JR Malzeme ve 15 m/dk Hız Değerlerinde 40 kN, 60kN ve 80 kN Olmak Üzere Üç Farklı Yükleme Durumunda Ortalama Bileşik Gerilme Grafiği (mPA)

Tablo 4.10, 4.11 ve 4.12'de gösterilen zamana bağlı bileşik gerilme değerlerinin birlikte gösterimi Şekil 4.16'da grafikte verilmiştir.

Toplam deformasyon karşılaştırılmasında olduğu gibi her üç kiriş yükü için elde edilen bileşik gerilme sonuçlarının da mesnet noktalarında sıfıra yakın iken kirişin orta noktasında maksimum olduğu görülmüştür. Her üç durum için bileşik gerilme değerlerinin birbirinden en uzak olduğu bölge yine kirişin orta noktasına yakın yerdedir. 80 kN yüklü kirişin ortalama bileşik gerilmenin maksimum ve 40 kN yüklü kirişte ise minimum olduğu belirlenmiştir. Bu durum yukarıda belirtildiği gibi sonlu elemanlar analizlerinde gerilmeye sebep olan yer değiştirmeden kaynaklanmaktadır. Yer değiştirme ise uygulanan kuvvetin rijitlik matrisine bölünmesiyle elde edilmektedir. Dolayısıyla yük ile gerilme arasında yer değiştirmeden kaynaklı doğrudan bir ilişki olduğu görülmüştür.

Burada, hareketli üç farklı yük altında çalışan kren kirişlerinin toplam deformasyon ve bileşik gerilme durumları değerlendirilmiştir. Her bir kirişe uygulanan yük 40, 60 ve 80 kN için sırasıyla maksimum ortalama gerilme değerlerinin 12, 18 ve 24 MPa olarak belirlenmiştir. Bu değerlerin S235JR malzemesinin akma mukavemeti olan 235 MPa'dan düşük olduğu görülmektedir. Endüstride imal edilen tüm aksamlar için kritik nokta olan güvenlik kat sayısı burada yaklaşık 10 olarak hesaplanmıştır. 40 kN, 60 kN ve 80 kN yükler için Maksimum gerilme değeri ise sırasıyla 132 MPa, 196 MPa ve 283 MPa olarak bulunmuştur. 40 kN yüklenen kiriş için güvenlik kat sayısı ise 1,78 ve 60 kN yüklenen kiriş için 1,19 olarak belirlenmiştir. 80 kN yüklenen kiriş gerilme değeri ise akma mukavemetinden yüksek bulunmuştur. Ancak bu değer lokal olarak mesnet noktaları ile kren kirişi veya vinç arabası ile kren kirişi arasında olduğu için göz ardı edilebilir niteliktedir. Deformasyon değerleri ise işletmede veya endüstriyel alanlarda kullanılırken tüm koşullar düşünülerek hesaplanması gerekmektedir. Endüstride kullanılan alana göre belirlenen değerler için toplam deformasyon büyüklükleri de değerlendirilebilir.

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Krenler, endüstride kaldırma ve transfer gibi işlemlerde sıklıkla kullanılan makinelerdir. Bu makinelerin güvenli ve emniyetli bir şekilde çalıştırılmaları son derece önemlidir. Krenlerin beklentileri karşılamaında, kren kirişlerinin gerek deneysel, gerekse de sayısal olarak optimal sistem parametrelerinin seçilmesini zorunlu kılmaktadır. Seçilen parametreler, kren üzerindeki gerilmelerin, yer değıştirmelerin ve diğerk mukavemet özelliklerinin izin verilebilir sınırlar içerisinde olması içindir.

Tez çalışmasında, hareketli bir yük altındaki kren kirişinin farklı malzeme, farklı yük ve farklı boy parametrelerinde dinamik davranışı incelenmiştir. Dinamik davranışı incelenmesinde, karmaşık mühendislik problemlerin çözülmesine yardımcı olan sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Sayısal analizlerde kullanılan sonlu elemanlar yöntemi çoğumühendislik uygulamalarında tercih edilen ve güvenilirliği kanıtlanmış ticari bir yazılım olan ANSYS-Transient Structure modülü ile gerçekleştirilmiştir. Çalışmada verilen parametrik koşullara bağılı olarak kiriş üzerindeki deformasyon, bileşik gerilme ve kesme gerilmeleri belirlenmiştir. Ulaşılan sonuçlarla ilgili bilgiler aşağıdaki gibidir.

Tezin ilk bölümünde endüstride krenler için yaygın olarak kullanılan S235JR, tez kapsamında değeri belirlenen Malzeme1 ve Malzeme2 malzemelerinin sabit hız ve hareketli üç farklı yük altında dinamik davranışları incelenmiştir. Her malzeme için toplam deformasyon ve gerilme değeri farklı olduğı, ancak maksimum deformasyon ve gerilme değeri bulunduğı yerin ise kirişin orta noktasına yakın yerlerde olduğı belirlenmiştir. Zamana bağılı deformasyon sonuçları incelendiğinde kren arabasının kirişin tam ortasında olduğı $t=31,2$ saniyede S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 için maksimum ortalama deformasyon sırasıyla 5,36 mm, 6,00 mm, 4,93 mm olarak bulunmuştur. Elde edilen sonuçlardan, malzeme üzerinde oluşan deformasyonun malzeme mukavemet özelliklerini belirleyen temel parametre olduğudur. Bu ise malzemenin elastisite modülü ve poisson oranı ile ilişkilidir. Yapılan çalışmada, S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 için maksimum ortalama gerilme değeri 18 MPa elde edilmiştir. S235JR, Malzeme1 ve Malzeme2 için maksimum gerilme değeri ise 198 MPa olarak belirlenmiştir. Çalışmalarda elde edilen gerilme değeri keriş malzemesinin akma bölgesini geçmediğini gösterilmiştir. Ortalama gerilme değeri bakımından en düşük güvenlik kat sayısının 13, maksimum gerilmeler bakımından ise 1,18 olarak elde edilmiştir.

Kiriş 40 kN, 60 kN ve 80 kN değeri yükler program aracılığıyla uygulanmış ve elde edilen sonuçlardan yükün oluşturduğu deformasyon ve gerilme değeri birbirinden farklı olduğı, fakat maksimum deformasyon ve gerilme değeri bulunduğı yerin ise kirişin orta noktasına yakın yerlerde olduğı belirlenmiştir. Yük değeri 40 kN, 60 kN ve 80 kN olan analizde zamana bağılı deformasyon sonuçlarından $t=31,2$ saniyede ortalama maksimum

deformasyon değerleri sırasıyla 3,74 mm, 5,36 mm, 7,20 mm elde edilmiştir. Yük değerleri 40 kN, 60 kN ve 80 kN olan analizde ortalama maksimum gerilme değerleri sırasıyla 12 MPa, 18 MPa ve 24 MPa olarak elde edilmiştir. Bu zaman değeri, yük arabasının kirişin orta noktasına yakın bir yer de olduğunu göstermektedir. Maksimum gerilme değerlerinin ise 40 kN, 60 kN ve 80 kN yüklemelerde sırasıyla 132 MPa, 196 MPa ve 283 MPa olarak bulunmuştur. 40 kN yüklenen kiriş için güvenlik kat sayısı 1,78 ve 60 kN yüklenen kiriş için 1,18 olarak belirlenmiştir. 80 kN yüklenen kiriş gerilme değeri ise akma mukavemetinden yüksek değerde bulunmuştur. Ancak bu değer lokal olarak mesnet noktaları ile kren kirişi veya vinç arabası ile kren kirişi arasında olduğu için göz ardı edilebilir değerde olsa bile yine de dikkat edilmesi gereklidir. Malzemenin sahip olduğu akma mukavemet değerine göre oluşan maksimum gerilme değeri daha düşük elde edildiğinden kiriş tasarımının uygun olduğu gösterilmiştir.

Kirişin uzunluğu değiştirilerek dinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Tasarımda belirlenen 15 metre kirişten hariç 10 metre ve 20 metre kiriş dizaynları 3D program yardımı ile modellenmiştir. Her üç durumda toplam deformasyon ve gerilme değerlerinin farklı olduğu fakat maksimum deformasyon ve gerilme değerlerinin tespit edildiği yerin ise kirişin orta noktasına yakın yerlerde benzer olduğu gösterilmiştir. Zamana bağlı ortalama maksimum deformasyon sonuçlarında 10 metre kiriş için $t=21$. saniye de 2,97 mm, 15 metre kiriş için $t=31,2$. saniye de 5,36 mm, 20 metre kiriş için $t=41$. ssaniye de 10,80 mm olarak belirlenmiştir. Maksimum ortalama gerilme sonuçları ise sırayla 14 MPa, 18 MPa, 22,10 MPa olarak bulunmuştur. Malzemenin sahip olduğu akma mukavemetine göre oluşan maksimum gerilme değeri daha düşük elde edildiğinden kiriş tasarımının uygun olduğu gösterilmiştir. Maksimum gerilme değeri ise 10 metre, 15 metre ve 20 metre kiriş boyları için sırasıyla 127 MPa, 198 MPa ve 315 MPa olarak bulunmuştur. 10 metre kiriş için güvenlik kat sayısı 1,85 ve 15 metre kiriş için 1,19 olarak belirlenmiştir. 20 metre kiriş gerilme değeri ise akma mukavemetinden yüksek değerde bulunmuştur. Ancak bu değer lokal olarak mesnet noktaları ile kren kirişi veya vinç arabası ile kren kirişi arasında olduğu için göz ardı edilebilse de dikkat edilmesi gereklidir. Maksimum gerilme değerleri malzemenin sahip olduğu akma mukavemetinden daha düşük olduğundan kiriş tasarımının uygun olduğu gösterilmiştir.

Çalışma da genel olarak kirişin malzemesinin, boyunun ve taşıdığı yükün kiriş mukavemetine etkisi incelenmiştir. Böylece tasarımı planlanan kiriş için üç farklı parametrenin etkisi ortaya konulmuştur. Bu tez çalışması, kullanılan parametrelerin güvenli bir kren sistemi tasarımında hem akademiye hem de kren imalatçılara bir kılavuzluk sunmayı amaçlamaktadır. Elde edilen bilgiler, gelecekte yapılacak çalışmalarda optimum kren kiriş konstrüksiyonun yapılmasında yararlı olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1]. Akgün G. (2013). *2x400Ton Portal Kren Tasarımı ve Sayısal Yöntemle Analizi*, Yüksek Lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [2]. İmrak E. ve Gerdemeli İ. , *Kren Çeşitleri ve Konstrüksiyonu (Bölüm 9)[PDF Belgesi]* <<https://transport.itu.edu.tr/docs/librariesprovider99/dersnotlari/dersnotlarimak4023/9-kren-%C3%A7e%C5%9Fitleri-ve-konstr%C3%BCksiyonu.pdf?sfvrsn=2>> 15 Ekim 2021 tarihinde erişildi.
- [3]. Url1<<https://www.ozarar.com/bayrak-vincler/#lg=1&slide=7>> 15 Ekim 2021 tarihinde erişildi.
- [4].Url2<<https://www.istockphoto.com/tr/foto%C4%9Fraf/mobile-crane-gm482268246-69909371>> 15 Ekim 2021 tarihinde erişildi.
- [5]. Url3 <<https://avsalpvinc.com/gezer-koprulu-vincler.html#>> 15 Ekim 2021 tarihinde erişildi.
- [6]. Crofts O.,Allan P.,Raimbach J.,Tesini A., Choi C.-H.,Daimani C. ve Uffelen M. Van.(2013). *Applying Remote Handling Attuributes to The ITER Neutral Beam Cell Monorail Crane* , Fusion Engineering and Design , 88, 2057-2061.
- [7]. Azeloğlu C. O. ve Kural S.(2019). *Kren Kirişlerinin Hareketli Tekil Yüke Maruz Sönümlü Euler-Bernoulli Kirişi Olarak Modellenmesi ve Dinamik Analizi*, S.Ü Mühendislik Bilim ve Teknoloji Dergisi, 7, 49-65.
- [8]. Esen İ. (2009). *Hareketli Yükler Altındaki Köprülül Kren Kirişlerinin Dinamik (Mukavemet) Analizi*, Doktora tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul
- [9]. İmrak C. E. ve Fetvacı C. , Krenlerin (vinçlerin) Periyodik Koruyucu Bakım Esasları, Mühendis ve Makina Dergisi, 538, 34-40
- [10].Url4<https://cdnacikogretim.istanbul.edu.tr/auzefcontent/ders/calisma_alanlarinda_is_sagli_ve_guvenligi_2/5/index.html> 15 kasım 2021 tarihinde erişildi.
- [11]. Rjoub. Y. S. A. ve Hamad A. G. (2020). Forced Vibration of Axially-Loaded, Multi Cracked Euler-Bernoulli an Timoshenko Beams, Structures, 25, 370-385
- [12]. Url5<<https://www.ensvinc.com/urundetay/10-ton-6-hareketli-cift-kiris-gezer-kopru-vinc>> 15 kasım 2021 tarihinde erişildi.
- [13]. Huang J., Liang Z. ve Zang Q. (2015), *Dynamics and Swing Control Of Double-Pendulum Bridge Cranes With Distributed-Mass Beams*, Mechanical Systems and Signal Processing ,54-55, 357-366.
- [14]. Url6<<http://hsn.com.tr/urun/cift-kiris-koprulu-vinc-sistemleri-91>> 15 Ekim 2021 tarihinde erişildi.
- [15]. Hasan A.G. (2012), *Hareketli Yüke Maruz Euler-Bernoulli Tipi Kirişlerin Dinamik Davranışlarının İncelenmesi*, Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

- [16]. Azeloğlu C. O., Hasan A.G., Özen S., Çakır Ö.Ü.Ç. ve Sağır A.(2015), Hareketli Yük Altında Çalışan Kren Kirişlerinin Teorik ve Deneysel Deformasyon Analizi, Sigma Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi, 33(4), 653-663.
- [17]. Erhan E. E.(2011), *Kiriş Elemanlarından Oluşan Bir Yapının Sonlu Eleman Analizi*, Yüksek lisans tezi, İstanbul Üniversitesi, İstanbul.
- [18]. Sürmen H.K.(2008), *2X250 Portal Kren Konstrüksiyonunun Modellenmesi ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi*, Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [19]. Esen İ. (2020), Dynamics of Size-Dependant Timoshenko Micro Beams Subjected to Moving Loads, International Journal of Mechanical Sciences, 175, 105501.
- [20]. Wibawa L. A. N.(2020), The Fatigue Life Prediction of Gantry Crane with Load Capacity Variation Using Ansys Workbench, Jurnal Sains Dan Teknologi, 16(01), 18-24.
- [21]. Bulut C. O.(2011), *Hareketli Yüklere Maruz Köprülü Kren Kirişlerinin Dinamik Analizi*, Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [22]. Oguamanam D.C.D. , Hansen J. S. ve Heppler G. R. (2001), Dynamics of Three-Dimensional Overhead Crane System, Journal of Sound and Vibration, 242(3), 411-426.
- [23]. Niu C., Ouyang H., Li G. ve Zhang H. (2015), Calculation of Dynamic Loads On Lifting Mechanism of Overhead Cranes In Emergency Breaking, The 7th International Congress on Vibration Engineering , 1-8.
- [24]. Zhen B. ,Xu J. ve Sun J. (2020), Analytical Solutions for Steady State Responses of An Infinite Euler-Bernoulli Beam On A Nonlinear Viscoelastic Foundation Subjected to A Harmonic Moving Load , Journal of Sound and Vibration, 476, 115271.
- [25]. Şimşek M. ve Kocatürk T.(2007), Dışmerkez Basınç Kuvveti ve Hareketli Harmonik Yük Etkisindeki Bir Kirişin Doğrusal Olmayan Dinamik Analizi, XV.Ulusal Mekanik Kongresi(Isparta), 713-724.
- [26]. Rjoub Y. S. A. ve Hamad A. G. (2020), Forced Vibration of Axially-Loaded, Multi Cracked Euler-Bernoulli and Timoshenko Beams , Structures, 25, 370-385.
- [27]. Erken B. (2009), *Kafes Kirişli Portal Kren Ana Kirişinin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Modellenmesi ve Analizi*, Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul
- [28]. Erdil A. B. (2007) , *Portal Krenlerin Tasarımı ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Gerilme Analizi*, Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [29]. Yu C. , Zhang J. , Chen Y. Feng Y. ve Yang A. , A Numerical Method for Solving Fractional-Order Viscoelastic Euler-Bernoulli Beams, Chaos, Solitons and Fractals , 128, 275-279.
- [30]. Musca G.D. ve Nastac S. (2020), *Dynamic Modelling of Overhead Crane*, Galata University, Romanya
- [31]. Alkan H. O.(2009), *2x160 Ton Portal Krenin Tasarımı ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Gerilme Analizi*, Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

- [32]. Levinson, M.(1985), On Bickford's Consistent Higher Order Beam Theory. Mechanics Research Communications, 12, 1-9
- [33]. Liu K. ve Liu Z. (1998), Exponential Decay of Energy Of The Euler-Bernoulli Beam With Locally Distributed Kelvin-Voigt Damping, Siam J. Control Optim, 3, 1086-1098.
- [34]. Gorman D.J.(2008), One Use of The Dirac Delta Function In The Vibration Analysis of Elastic Structures, International Journal Of Solids and Structures, 45, 4605-4614.
- [35]. Mikusinski J. ve Skorski R. (1957), *Rozprawy Matematyczne* , Polska Akademia, Polonya
- [36]. Palmeri A. ve Cicirello A. (2011), Physically-Based Dirac's Delta Functions In The Static Analysis of Multi-Cracked Euler-Bernoulli and Timoshenko Beams, International Journal of Solids and Structures, 48, 2184-2195.
- [37]. Güler M.S. ve Şen S. (2015), Sonlu Elemanlar Yöntemi Hakkında Genel Bilgiler, Ordu Üniversitesi Bilim Teknik Dergisi, 1, 56-66.
- [38]. Url7< <http://obmuhendislik.tripod.com/analiz/fem/seynedir.htm>> 15 kasım tarihinde erişildi
- [39]. Hacıoğlu E. (2009), *Plakaların Termal Burkulması*, Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [40]. Kumar A. V. , Sankar B. V. ve Kim N. H. (2018), Introduction to The Finite Element Analysis and Design, 113-148, John Wiley&Sons
- [41]. Nikishkow G.P.(2004), Introduction to The Finite Element Method , Lecture Notes 1-45, Japan
- [42]. Weck O. D. ve Kim I. Y.(2004), Finite Element Method, Lecture Notes, Amerika
- [43]. Url8 < <https://docplayer.net/26426062-Exercise-1-three-point-bending-using-ansys-workbench.html>> 15 Ekim 2021 tarihinde erişildi.
- [44]. Bi Z. ve Bi Z.(2018a), Description of Elements, Finite Element Analysis Applications, 61-111
- [45]. Bi Z. ve Bi Z. (2018b), Solutions to System Models, Finite Element Analysis Applications, 187-225
- [46]. Moaveni S. (2015), Sonlu Elemanlar Yöntemi, Ders Notu, Palme
- [47]. Sowa L. ve Kwiaton P. (2017), Numerical Analysis of Stress Fields Generated In The Gantry Crane Beam, Procedia Engineering , 177, 218-224.
- [48]. Thompson G.(2007), *Best Practice of Crane Support Structures Design – An Expert Survey*, Yüksek lisans tezi, Stellenbosch Üniversitesi, Güney Afrika.
- [49]. Kutay M.G.(Ver 09.01), Çift Kiriş Hesapmaları, www.guven-kutay.ch, 15 Ekim 2021 tarihinde erişildi.
- [50]. ASME 2020