

BÜLENT ECEVİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜK KANCALARININ TASARIMI, TEORİK VE DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ALP ÖZDEMİR

TEMMUZ 2018

BÜLENT ECEVİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜK KANCALARININ TASARIMI, TEORİK VE DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Alp ÖZDEMİR

DANIŞMAN

: Doç. Dr. Yusuf Aytac ONUR

ZONGULDAK

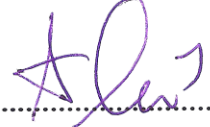
Temmuz 2018

KABUL:

Alp ÖZDEMİR tarafından hazırlanan “Yük kancalarının tasarımı, teorik ve deneysel olarak incelenmesi” başlıklı bu çalışma jürimiz tarafından değerlendirilerek Bülent Ecevit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak oybirliğiyle kabul edilmiştir. 09/07/2018

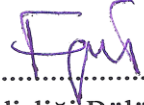
Danışman: Doç. Dr. Yusuf Aytaç ONUR

Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü



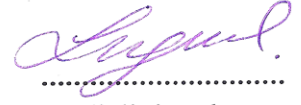
Üye: Dr. Öğr. Üyesi Fatmagül KOLTUK

Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü



Üye: Dr. Öğr. Üyesi Şenol MERT

Düzce Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine ve İmalat Mühendisliği Bölümü



ONAY:


Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım.

.../.../20....



Doç. Dr. Ahmet ÖZARSLAN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”


Alp ÖZDEMİR

ÖZET

Yüksek Lisans

YÜK KANCALARININ TASARIMI, TEORİK VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Alp ÖZDEMİR

Bülent Ecevit Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Yusuf Aytaç ONUR

Temmuz 2018, 79 sayfa

Bu çalışmada statik yüklere maruz kalan basit yük kancasındaki gerilmeler incelenmiştir. Basit yük kancalarının gerilme değerlerini güvenilir ve hassas olarak hesaplayabilmek kancaların hem güvenilir kullanımlarını sağlarken aynı zamanda ekonomik olarak kullanılmasını sağlayacağı için basit kancaların gerilme durumları ile alternatif gerilme analiz yöntemleri incelenmiştir. Analitik hesap yöntemlerini doğrulamak ve yorumlamak için kancada deneysel çalışmalar yapılmıştır.

Analitik hesap yöntemleri olarak yaklaşık hesap metodu ve kesin hesap metodu DIN 15401 05 numaralı kancadaki gerilmelerin hesaplanması için kullanılmıştır. Bu iki analitik metod özellikle kaldırma kancaları gibi eğri eksenli elemanlar için geliştirilmiştir. Nümerik hesap yöntemi olarak Sonlu elemanlar yöntemi temelli bilgisayar yazılımı ile kancanın gerilme analizi yapılmıştır.

ÖZET (devam ediyor)

Strain gage ölçümleri, seçilen kancada analitik hesaplama yöntemleri ile aynı şartlarda oluşturularak yapılmıştır. Kancada maksimum ve minimum statik gerilmelerin olduğu kesit bölgelerine yapıştırılan strain gage sensörleri ile diğer analitik hesap yöntemleri sonuçları karşılaştırılmıştır.

Sonuç olarak yük kancası için nümerik ve analitik hesap yöntemleri ile strain gage ölçümleri ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Yük kancası, statik gerilme analizi, üç boyutlu modelleme, strain gage.

Bilim Kodu: 625.02.00

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

DESIGN OF LIFTING HOOKS, THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION

Alp ÖZDEMİR

Bülent Ecevit University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor: Assoc. Prof. Dr. Yusuf Aytaç ONUR

July 2018, 79 pages

In this study, stresses occurred on simple lifting hook subjected to static loads were investigated. Alternative stress analysis methods of simple hooks have also been investigated since reliable and precise calculation of the stress values of simple lifting hooks provides both reliable use and economical use of the hooks. Experimental studies have been carried out in the crane to confirm and interpret analytical calculation methods and finite element method.

As the analytical calculation methods, the approximate calculation method, the precise calculation method have been used for calculation of the stresses in DIN 15401-05. These two analytical methods have been developed especially for curved axis elements such as lifting hooks. As the numeric calculation method, Stress analysis of the hook was made with the finite element method-based computer software.

Strain gage measurements were carried out on the selected crane under the same conditions as theoretical calculation methods. The results of the other analytical calculation methods were

ABSTRACT (continued)

compared with the strain gage sensors attached to the cross sections of the maximum and minimum stresses in the lifting hook.

Results obtained by using numeric and analytical calculation methods and strain gage measurements have been compared.

Keywords: Lifting hook, static stress analysis, 3D modelling, strain gage.

Science Code: 625.02.00



TEŞEKKÜR

Çalıőmam boyunca yardım ve tecrübeleri ile bana yardımcı olan tez danışmanım Doç. Dr. Yusuf Aytaç ONUR'a teşekkür ederim.

Deney çalıőmalarım sırasında yardımlarını gördüğüm teknisyen Ahmet İSLAMOĞLU'na teşekkür ederim. Tez hazırlama, yazım süreci ve deneysel çalıőmalarımızda beraber çalışmalar yaptığımız benim gibi yüksek lisans çalışması yapan Hakan GELEN'e teşekkür ederim.

Deneysel çalıőmam için proje bütçe desteği ile çalıőmamın gerçekteőmesinde destek sağlayan Bülent Ecevit Üniversitesi BAP bölümüne teőekkürlerimi sunarım.

Son olarak maddi ve manevi destekleri ile her zaman yanımda olan aileme teőekkürler ederim.



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL:	ii
ÖZET.....	iii
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR.....	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xv
BÖLÜM 1 GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2 YÜK KANCALARI	5
2.1. YÜK KANCALARI STANDARTLARI	5
2.2. FARKLI YÜK KANCALARI VE BENZERLİKLERİ	9
BÖLÜM 3 KANCALARDA GERİLME HESABI	11
3.1 EĞRİ EKSENLİ ÇUBUKLARDA GERİLME.....	11
3.2 BASİT KANCADA GERİLME HESABI	15
3.2.1 Yaklaşık Hesaba Göre Kancanın Eğri Kısımındaki Kritik Kesitin Hesabı	15
3.2.2. Kesin Hesap Yaklaşımıyla Kancanın Gerilim Hesabı	17
BÖLÜM 4 SONLU ELEMANLAR ANALİZİ	25
4.1 SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ GELİŞİMİ	25
4.2 SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ KULLANIMI AVANTAJ VE DEZAVANTAJLARI.....	26
4.3 SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ UYGULANMASI.....	28
4.4 SONLU ELEMANLARIN ÇEŞİTLERİ	29
4.4.1 Sonlu Elemanların Geometrik Yapıları	30
4.4.2 Üç Boyutlu Sonlu Elemanlar	30
4.5. BİLGİSAYAR ORTAMINDA SONLU ELEMANLAR ANALİZİ	31

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

BÖLÜM 5 STRAIN GAGE (GERİNİM ÖLÇER)	33
5.1 STRAIN GAGE.....	33
5.1.1 Gage Faktörü ve Hook Yasası	34
5.2.1 Wheatstone Köprüsü.....	34
5.3. SENSÖRLERİN YAPILARI	40
5.4. STRAIN GAGELERİN YAPIŞTIRILMASI	41
5.5. STRAIN GAGE SEÇİMİ	43
5.5.1 Strain Gage Sensörü Seçimi	43
5.5.2 Terminal Seçimi.....	43
5.5.3 Sinyal Dönüştürücü.....	44
BÖLÜM 6 YAPILAN ÇALIŞMALAR	47
6.1 YAPILAN ÇALIŞMA ŞARTLARI	47
6.2 STRAIN GAGE ÖLÇÜMLERİ	48
6.2.1 Strain Gage Ekipmanları.....	49
6.2.2 Strain Gage Deney Uygulaması.....	52
6.3 ANALİTİK HESAPLAMALAR.....	56
6.3.1 Yaklaşık Hesap metodu	57
6.3.2. Kesin Hesap Metodu.....	61
6.4. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ	65
6.4.1. Sınır Şartları.....	66
6.4.2. Ansys Sonlu Elemanlar Uygulaması	67
BÖLÜM 7 SONUÇLAR.....	73
KAYNAKLAR.....	75
ÖZGEÇMİŞ	79

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1 Yük kancalarının çeşitli kullanımları	5
Şekil 2.2 a) Tek ağızlı basit yük kancası, b) Çift ağızlı basit yük kancası	6
Şekil 2.3 a) Tek ağızlı basit yük kancasının vida ile vince bağlandığı tasarım, b) Tek ağızlı basit yük kancasının vidasız olarak vince bağlandığı tasarım.....	9
Şekil 2.4 a) Konteyner kancası, b) Gözlü kanca	10
Şekil 3.1 a) Eğri eksenli çubuklarda eğilme, b) Eğri çubuk kesiti, c) Eğri çubukta kesite göre gerilme, ç) Eğri çubuk kesitinde gerilme	11
Şekil 3.2 DIN 15401 basit yük kancasının teknik çizim detayı	15
Şekil 3.3 Kancanın I-II kesiti	16
Şekil 3.4 Eğri eksenli çubuk ve kesiti	18
Şekil 3.5 Trapez kesit	22
Şekil 3.6 a) Ağırlık asılmış basit eğri kanca, b) Kesit görünümü	23
Şekil 4.1 Çözüm bölgesinin üçgen elemanlara ayrılması	28
Şekil 4.2 Bir üçgen eleman ve düğüm noktaları	29
Şekil 4.3 Bir boyutlu bir sonlu eleman.....	30
Şekil 4.4 Bir üçgen sonlu eleman.....	30
Şekil 4.5 a) Dört yüzlü üç boyutlu sonlu eleman, b) Dikdörtgenler prizması üç boyutlu sonlu eleman, c) Altı yüzlü üç boyutlu sonlu eleman.....	31
Şekil 5.1 Silindirik kesitli telde boy değişimi	33
Şekil 5.2 Wheatstone köprüsü genel yapısı.....	35
Şekil 5.3 Tek strain gage sensörünün çalışma şeması.....	35
Şekil 5.4 a) Wheatstone köprü devresi, b) Tam köprü devresi, c) Yarım köprü devresi, ç) Çeyrek köprü devresi	36
Şekil 5.5 Çeyrek wheatstone köprüsü şeması	38
Şekil 5.6 Yarım wheatstone köprüsü şeması.....	39
Şekil 5.7 Tam wheatstone köprüsü şeması.....	40
Şekil 5.8 Gerinim ölçerin yapısı.....	41
Şekil 5.9 Sinyal dönüştürücü.....	44

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam ediyor)

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 6.1 a) DIN 15401 Basit yük kancası b) A-B kesit görünümü	47
Şekil 6.2 DIN 15401 05 numaralı kancaya sensörler takılmadan önceki durumu	49
Şekil 6.3 NI cDAQ-9174 CompactDAQ Sinyal dönüştürücü ve şasesi	50
Şekil 6.4 a) Daq Express yazılımı, b) Strain gageden alınan gerinim değeri, c) Strain gage seçim menüsü, ç) Strain gage sensörünün gage faktör ve nominal gage değerlerinin sisteme girildiği uygulama menüsü.....	50
Şekil 6.5 Yüzeyi hazırlanarak yapıştırılması tamamlanmış strain gage sensörü (SGS1)	51
Şekil 6.6 SGS1 ve SGS2 strain gage sensörleri yapıştırılmış kanca	52
Şekil 6.7 Strain gage sensörü (SGS1) yapıştırılmış kanca	53
Şekil 6.8 a) Kancanın eğriliğinin dış tarafına yapıştırılmış strain gage sensörünün (SGS2) karşıdan görünümü, b) Kancanın eğriliğinin dış tarafına yapıştırılmış strain gage sensörünün (SGS2) çaprazdan görünümü	53
Şekil 6.9 a) Strain gage sensörü 2 (SGS2) yapıştırılmış kancanın görünümü, b) Kancanın eğriliğinin iç tarafına yapıştırılmış strain gage sensörünün (SGS1) çaprazdan görünümü	54
Şekil 6.10 a) Ağırlıkların strain gagelerin yapıştırıldığı kancaya asılması, b) Ağırlıklar asılı kancanın detay görünümü	55
Şekil 6.11 a) Basit eğri kanca, b) Kesit görünümü.....	57
Şekil 6.12 Yük kancasının katı modeli.....	66
Şekil 6.13 Meshlenmiş yük kancası	67
Şekil 6.14 Sonlu elemanlar yöntemi ile 410 kg yüklenmiş kancadan gerilim dağılımı.....	68
Şekil 6.15 Sonlu elemanlar yöntemi ile 410 kg yüklenmiş kancadan gerilim dağılımının arka çaprazdan görünümü	68
Şekil 6.16 Sonlu elemanlar yöntemi ile 410 kg yüklenmiş kanca emniyet katsayısı dağılımı	70
Şekil 6.17 Kancada maksimum gerilmenin olduğu noktada analitik hesap yöntemleri sonuçları, sonlu elemanlar yöntemi sonuçları ve strain gage ölçümleri	70
Şekil 6.18 Kancada minimum gerilmenin olduğu noktada analitik hesap yöntemleri sonuçları, sonlu elemanlar yöntemi sonuçları ve strain gage ölçümleri	71

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 DIN 15400 ve DIN 17102-17103'e göre malzeme sınıfları	7
Çizelge 2.2 Çalışma yoğunlukları göre vinç ve kancaların sınıflandırılması	8
Çizelge 6.1 DIN 15401 05 numaralı kanca ölçüleri	47
Çizelge 6.2 StE 355 mekanik özellikleri	48
Çizelge 6.3 Deneyde kullanılan strain gagelerin sinyal değiştiriciye girilen değerleri	51
Çizelge 6.4 Strain gage sensörlerinin ölçtüğü gerinim değerleri	56
Çizelge 6.5 Strain gage sensörlerinin ölçtüğü gerilme değerleri	56
Çizelge 6.6 Yaklaşık hesap metoduyla kancada gerilim hesap sonuçları	61
Çizelge 6.7 Kesin hesap metoduyla kancada gerilim hesap sonuçları	65
Çizelge 6.8 Sonlu elemanlar yöntemiyle kancada gerilim hesap sonuçları	69
Çizelge 6.9 Sonlu elemanlar analizine göre kancada emniyet katsayıları	69



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

A	: Kritik kesit alanı
E	: Elastikiyet modülü
J	: Alansal atalet momenti
Q	: Kancaya uygulanan yük
$M_{eğ}$: Eğilme momenti
$M_{eğ(Yak.Hes.)}$: Yaklaşık hesap yöntemine göre eğilme momenti
O	: Kanca kesiti eğrilik merkezi
W	: Mukavemet momenti
U	: İletken tel voltajı
U_A	: Köprü giriş voltajı
U_E	: Köprü çıkış voltajı
R	: İletken direnci, yarıçap
S	: Kanca ağırlık merkezi
S_{ξ}	: ξ tarafsız eksenine göre kanca ağırlık merkezi kesitinin statik momenti
I	: İletken telen geçen elektrik akımı
k	: Gage faktörü
L	: Uzunluk
ρ	: Elektriksel özgül direnç
ε	: Gerinim
μ	: Possion oranı
$\sigma_{eğ.çek.}$: Çekme gerilmesi
$\sigma_{eğ.bas.}$: Basma gerilmesi
$(\sigma_x)_{mak.}$: Kritik kesitteki maksimum gerilme
$(\sigma_x)_{min.}$: Kritik kesitteki minimum gerilme
$\sigma_{(Kes.Hes.)}$: Kesin hesap metoduna göre gerilme
$\sigma_{(Yak.Hes.)}$: Yaklaşık hesap metoduna göre gerilme

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

KISALTMALAR

ASTM	: American Society of Testing and Materials
DIN	: Deutsches Institut für Normung
FEM	: Federation Europeene De La Manutention
ISO	: International Organization for Standardization
SEY	: Sonlu Elemanlar Yöntemi
SGS 1	: Strain Gage Sensörü 1
SGS 2	: Strain Gage Sensörü 2
TSE	: Türk Standartları Enstitüsü

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Günümüzde çok yüksek ağırlıklara sahip yüklerin kullanıldığı denizcilik sektörü, limanlar, inşaat sektörünün tüm alt dallarındaki vinçler, otomotiv madencilik sektörlerinden çok düşük ağırlıkların kullanıldığı kuyumcu terazileri, konut ve gıda sektörüne kadar hemen her alanda yük kaldırma ve taşıma amacıyla kancalar kullanılmaktadır.

Kancalar pek çok farklı alanlarda farklı amaçlar ve şartlardaki yükler için kullanılmaktadırlar. Ekipman performansı, güvenlik ve kaza azaltma için çok önemli bir makina parçasıdır[1]. Bu nedenle kancalardan sadece yük kaldırmaları veya taşımaları beklenmemektedir. Ayrıca kancalardan güvenilir ve ekonomik bir kullanım beklenmektedir.

Kancaların güvenilir olma özellikleri ekonomik olma özellikleri ile genellikle çelişmektedir. Güvenilirlik tasarım ve özellikleri arttırıldığında genellikle ekonomik kullanımı düşmektedir. Bu nedenle kancalar tasarım, boyutlandırma, malzeme seçimi, üretim, dayanım, ömür gibi pek çok özelliği iyi hesap edilmeli, hassas olarak kancanın kullanım özelliklerine hakim olunmalıdır.

Ekonomik olarak kanca, mümkün olduğunca en az kişi tarafından en kısa zamanda yüke bağlanabilmelidir. Yapılacak işin tekrarına ve yoğunluğuna uygun olarak kullanılabilmesi ayrıca çalışma sırasında çevre ortama da kolaylıkla uyum sağlayabilmeli, çalışma sırasında diğer ekipmanlar ile kolaylıkla kullanılmalıdır. Ayrıca kancanın ağırlığı ekonomik yönden hafif olmalıdır.

Güvenlik olarak kancanın bir yükü sadece kopmadan kaldırması veya taşıması yeterli değildir. Ayrıca ani yüklemelere ve uzun kullanım şartlarında da kopmalara karşı güvenilir olarak kancanın kullanılması beklenmektedir. Kullanım aşamasında yük takılmasından taşıma aşamasına kadar güvenilir olması beklenmektedir. Kancanın kopmalara karşı dayanıklılığının arttırılması ise kancanın ölçülerinin ve ağırlığının artmasına neden olmaktadır.

Yük kaldırma ve taşımada yoğun olarak kullanılan kancaların güvenilir ve ekonomik olması gerektiğinden kancanın teknik özellikleri ve hesaplamaları hassas aralıklarda yapılmalıdır. Bunun için özellikle kancanın yük altındaki gerilim değerleri gerçeğe yakın ve kabul edilebilir değerler arasında hesaplanabilmelidir.

Günümüzde kullanılan yük kancalarının geometrik yapıları ve kesitleri oldukça karmaşık yapıdadır. Özellikle kancaların gövdeleri aşırı eğri yapıya sahiptir ve konvansiyonel mukavemet hesap metodları ile çözümlemede gerçek durumdan çok farklı ve kesinlikle güvenilir olmayan sonuçlar elde edilmektedir. Bu nedenle kancaların yüklenme durumlarını incelemek için aşırı eğri yapılardaki problemlerin çözümü için mevcut olan analitik hesap metodları bulunmaktadır.

Yük kancasının düz çubuk olarak kabul edildiği durumda gerilme hesaplamalarının sağlıksız sonuçlar vermesi nedeniyle 1934 yılında Timoshenko tarafından yük kancasının eğri eksenli yapısını göz önüne alarak yük kancası eğri eksenli bir çubuk olarak kabul edildiği eğri eksenli çubuklar teoremi ortaya konmuştur ve çalışma ile yüke maruz kalan eğri eksenli kancanın simetri düzlemindeki tarafsız eksen, kesitin ağırlık merkezinden eğrilik eksenine merkezine yaklaştığı tespit edilmiştir. Yüke maruz kalan kancada eğrilik tarafına doğru hareket eden tarafsız eksenin ve kuvvet hesaplamaları basit denklemler ile ortaya konmuştur [2]. 1956'da Bach, eğri eksenli kancaya etki eden kuvvetlerin kesitin simetri düzlemi içinde ve kancanın eğri eksenine göre keyfi doğrultuda etki ettiklerinde, kanca kesitinin bir tarafında kalan kuvvetleri basit denklemlere sadeleştirmiştir [3].

Bilgisayar teknolojisinin ortaya çıkışı ve gelişimi yük kancaları araştırmalarına büyük ivme kazandırmıştır. 1994 yılında Gerdemeli ve İmrak bilgisayar ortamında mukavemet analiz denklemleri kullanarak yük kancası tasarımı çok daha düşük aralıklarda ortaya konmuştur [4]. 1999 yılında Yıldırğan eğri çubuklar için yaklaşımlar dışında sonlu elemanlar analiz yöntemi ile de yük kancalarının bilgisayar ortamında gerilme analizleri yapmıştır [5]. Yıldırğan kancanın sonlu elemanlar denklemlerini oluşturarak birbirlerini etkileyen sonlu eleman denklemlerinin hesaplanması aşamasında bilgisayar yazılımlarından faydalanmıştır. Yük kancasının bilgisayar ortamında katı modellemesinin yapılabilmesi için öncelikle karmaşık geometrili kanca yüzeyinin oluşturulması gerekmektedir. İmrak, 1999 yılında spline eğrileri yardımıyla bilgisayar ortamında yük kancasının basit katı modellemesi oluşturulmuştur ve böylece ilk kez karmaşık geometrili DIN 15401 standardına uygun yük kancasının yüzey

modellemesi tam olarak elde edilmiştir [6]. 2000 yılında İmrak, Gerdemeli ve Özkırım IDEAS yazılımında yük kancasının katı modellemesi yapmışlar ve sonlu elemanlar analiz yöntemi ile elde edilen katı model üzerinde analizler gerçekleştirmişlerdir [7]. Arslan ve Kaman, 2001 yılında yük kancasındaki plastik bölgede elasto plastik davranışları incelemek için DIN 687 standardında yük kancasının bilgisayar ortamında modellemesi oluşturmuş ve yaklaşık hesap metodu ve sonlu elemanlar yöntemi ile şekil değişimleri incelemiştir [8]. 2003 yılında Ayhan tarafından sentetik eğriler ve yüzeyleri kullanarak DIN 15401 standardında kancanın karmaşık geometrisi bilgisayar modeli üzerinde incelenmiştir [9]. Fetvacı, İmrak ve Gerdemeli, 2004 yılında kancaların teorik hesap yöntemlerini bilgisayar hesap yazılımlarında denkleştirilerek karşılaştırmışlardır [10]. Petit ve arkadaşları tarafından 1998 yılında kanca ve geometrik olarak kanca benzeri makine elemanlarının yük karşısında gerilme ve kırılma çeşitlerini bilgisayar ortamında sonlu elemanlar analizi ile incelenmiştir [11]. 2009 yılında Azeloğlu ve Alpay'ın yaptığı çalışmada, fotoelastite deneyi ve Ansys yazılımında kancanın gerilme analizi yapılmış ve deney bilgisayar ortamında sonlu elemanlar analizi karşılaştırılmıştır [12]. Azeloğlu ve Alpay'ın yaptığı fotoelastite deneyinde kancaya uygulanan yük sonucunda meydana gelen uzamaların hassas olarak sayısal veriye dönüştürülmelerinden daha çok sonlu elemanlar yöntemi sonuçları üzerinde yoğunlaşmıştır. Uddanwadiker, 2011 yılında fotoelastite deneyi ile analitik yöntemlerle hesaplamaların karşılaştırması ve hassas deney makineleri ile fotoğrafların elde ederek kıyaslamıştır [13]. Uddanwadiker fotoelastite deneyi ile kancada oluşan uzama ve gerilme üzerinde yoğunlaşarak elde ettiği deneysel sonuçlarla kancalarda kullanılan gerilme için analitik hesap metodlarını karşılaştırmıştır. 2014 yılında Chetan ve arkadaşları yaptıkları çalışmada basit yük kancası için üçgen, dikdörtgen gibi farklı kesit yapılarında gerilme analizlerini sonlu elemanlar yöntemi ile inceleyerek optimum kesit için analiz çalışması yapmıştır [14].

Bu çalışma sekiz bölümden oluşmaktadır. Basit yük kancasında oluşan maksimum gerilmenin hesaplanmasında literatürde kullanılan analitik hesap metodları ile strain gage deneyi yapılarak kıyaslanmıştır. İkinci bölümde literatür araştırması yapılmış konu ile alakalı gelişmeler özetlenmiştir. Üçüncü bölümde genel olarak yük kancaları ve basit yük kancası tanıtılmıştır.

Dördüncü bölümde çalışmada teorik hesaplamada kullanılan yaklaşık hesap metodu ve kesin hesap metodları anlatılmıştır. Yöntemlerin yaklaşım mantıklarının açıklamaları ve hesaplamalarının aşamaları, hangi kabullere dayandıkları belirtilmiştir.

Kullanılan ve analitik hesaplaması yapılan yük kancasının bilgisayar ortamında üç boyutlu katı modellemesi yapılmış ve bu katı modelleme kullanılarak yine bilgisayar ortamında sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Beşinci bölümde sonlu elemanlar yöntemi genel olarak anlatılmıştır. Yedinci bölümde bu yapılan çalışmadaki deney şartları için sonlu elemanlar yönteminde kullanılan donanımlar, kullanılan sınır şartları ve sonuçlar belirtilmiştir.

Strain gage ölçümleri basit yük kancasında yükler asılı durumdaki gerçek durumun görülmesi için yapılmıştır. Altıncı bölümde strain gage ölçümleri teorik olarak anlatılmıştır. Strain gagelerin çalışma prensipleri, çeşitleri, parametreleri, dikkat edilmesi gereken özelliklerine yer verilmiştir.

Yedinci bölümde yapılan deneyler ve hesaplamalar anlatılmıştır. Analizi yapılan basit yük kancasının strain gage ölçümleri, deneyde kullanılan strain gage ekipmanları, vinç, kanca ve deney ekipmanları tanıtılmış ve yapılan deney sonuçları yedinci bölümde anlatılmıştır. Yedinci bölümde yaklaşık hesap metodu ve kesin hesap metodu ile yapılan hesaplamalara da yer verilmiştir. Sonlu elemanlar analizleri sınır şartları ve analiz sonuçları ile birlikte kullanılan yazılımlar yedinci bölümde anlatılmıştır.

Sekizinci bölümde tüm yapılan çalışma karşılaştırılarak yorumlanmıştır. Deney ve analitik yöntemlerin hesaplanan sonuçların farklarının nedenleri açıklanmıştır ve çeşitli değerlendirmeler yapılarak sonuçlar ortaya konmuştur.

BÖLÜM 2

YÜK KANCALARI

Yükleri dikey ve yatay eksenlerde hareket ettirmek için en çok kullanılan yük taşıma yöntemlerinden biri yük kancalarıdır. Temel olarak yük bağlama bölgelerine göre iki çeşit yük kancası bulunmaktadır. Tek ağızlı basit yük kancaları ve yükün karşılıklı simetrik olan çift ağızlı kancalar yük kancaları çeşitli çalışma şartlarına ve çeşitli boyutlara göre standartlaştırılmıştır.

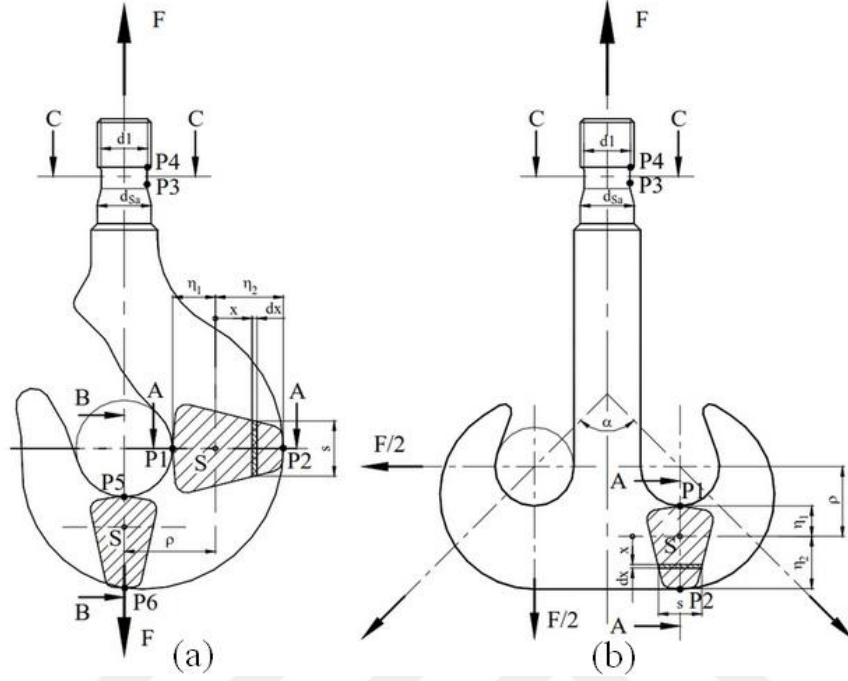


Şekil 2.1 Yük kancalarının çeşitli kullanımları.

2.1 YÜK KANCALARI STANDARTLARI

Yük kancaları malzemelerine, üretim tekniklerine, boyutları ve çalışma şartlarına göre kapasiteleri değişmektedir. Kullanım amacına ve kapasitesine göre farklı tip ve standartlarda

pek çok yük kancası bulunmaktadır. Şekil 2.1’de konut, inşaat, taşımacılık gibi sektörlerde sıklıkla kullanılan yük kancaları görülmektedir.



Şekil 2.2 a) Tek ağızlı basit yük kancası, b) Çift ağızlı basit yük kancası (Kutay 2009).

Günümüzde pek çok yük ve kaldırma kancaları bulunmaktadır ve kullanılan kancalar standartlaştırılmıştır. Bu kancaların bazıları işlevsellikleri nedeniyle daha çok tercih edilmektedir. Şekil 2.2’deki tek ağızlı basit yük kancası ve çift ağızlı basit yük kancası pek çok sektörde en çok tercih edilen yük kancalarındandır.

DIN 15400 [15] standardında kancaların kullanım şartları belirtilmiştir. DIN 15401 [16] standardında tek ağızlı basit kancaların boyutları standartlaştırılırken DIN 15402 standardında ise çift ağızlı kancaların boyutları standartlaştırılmıştır. Türk standartlarında ise TS 2340 [17] ile yük kancaları standartları verilmiştir.

DIN 15400’de belirtilen malzemelerden ve çalışma şartlarından kancalar, kalıpta dövme veya serbest dövme üretim teknikleri uygulandıktan sonra gerilme giderme tavlaması yapılarak imal edilirler.

DIN 15401’de boyutları verilen basit kancalar 0,063 ton ile 320 ton arasındaki yüklenme şartları için kullanılabilirler. DIN 15402 çift ağızlı kancalar 5000 ton a kadar olan yükler için kullanılabilirler.

Yük kancaları kaldırma kapasitelerine ve çalışma yoğunluklarına göre büyüklükleri ve yapım malzemeleri standartlar ile belirlenmiştir.

Basit yük kancaları DIN 15400 standardında belirtilen kaldırma kapasitelerine ve çalışma şartlarına göre çeşitli malzemelerden üretilirler. Standartta kanca malzemeleri M, P, S, T ve V olarak ifade edilirler [16]. İfade edilen M, P, S, T, V malzemeler DIN 17102’ye göre Çizelge 2.1’de belirtilmiştir [18].

Çizelge 2.1 DIN 15400 ve DIN 17102-17103’e göre malzeme sınıfları (DIN 15400 1990, DIN 17100 1980).

Kanca No	DIN 17102 ve DIN 17103		DIN 17102, DIN 17103 ve DIN 17200		
	M	P	S	T	V
006	St E 285	St E 355	St E 420 34CrMo4	St E 500 34 CrMo4	34CrMo4
010					
012					
020					
025					
04					
05					
08					
1					
1.6					
2.5	St E 355	St E 420	St E 420 34CrMo4	34CrMo4	34CrNiMo6
4					
5					
6					
8					
10					
12					
16					
20					
25					
32	St E 355	St E 420	St E 420 34CrMo4	34CrNiMo4	34CrNiMo8
40					
50					
63					
80					
100					
125					
160					
200					
250					

Yük kancalarının çalışma şartları ve kapasitelerini parçası oldukları vinç sistemine göre belirlenen değerler FEM standartlarına göre belirlenmiştir [19]. FEM standartları kapasitesine göre DIN 15401 basit yük kancalarının malzeme sınıfları belirlenir.

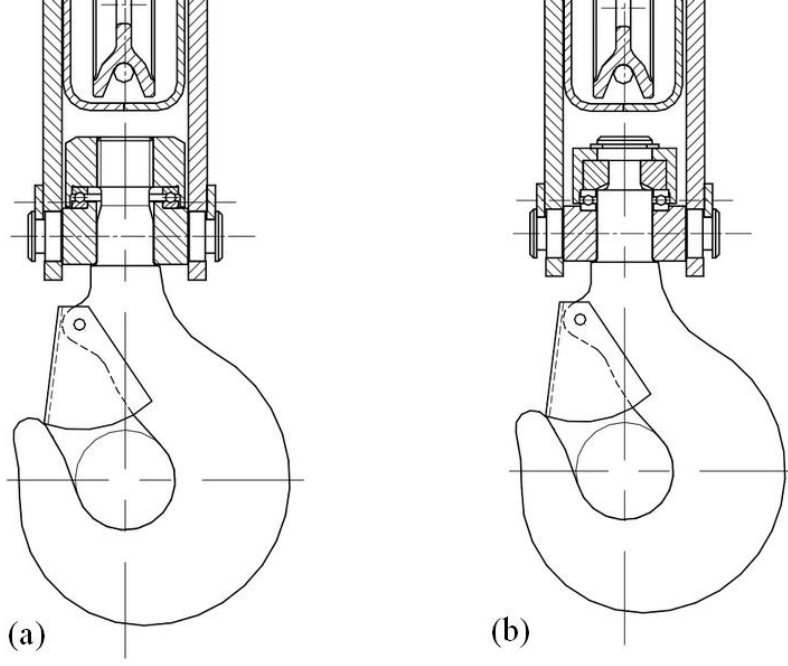
FEM çalışma şartları kaldırma kancasının günlük çalışma saatine ve kaldırma kancasının kapasitesine göre belirlenmektedir. Günlük çalışma saatlerine göre çalışma grupları Çizelge 2.2’de görülmektedir [20].

Çizelge 2.2 Çalışma yoğunlukları göre vinç ve kancaların sınıflandırılması (FEM 9.511/86 1986).

Zorlanma tanımlaması		Günlük çalışma saati (senelik gözlemeye göre)								
Sınıfı	Yük dağılımı	<0,125	0,125 0,250	0,250 0,500	0,500 1,000	1-2	2-4	4-8	8-16	>16
Hafif	Devamlı küçük yükler nadiren diğerleri	1Em	1Em	1Dm	1Cm	1Bm	1Am	2m	3m	4m
Orta	Tam, orta ve küçük yük aynı oranda	1Em	1Dm	1Cm	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m
Ağır	Hemen hemen devamlı tam yük	1Dm	1Cm	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m	5m

Emniyetli kancalar ayrı bir tür yük kancası olmayıp mevcut basit kancalarda yükün hareket esnasında çıkmasının engellenmesi için kanca ağızına ilave edilmiş mandal kilit mekanizmasından ibarettir. Yük basit kancaya takılırken yükün ağırlığıyla emniyet mandalı içe doğru hareket eder ve ağız açılır. Yükün yaylı emniyet mandalına teması kesilince emniyet mandalı boşalan yayın etkisiyle tekrar eski konumuna gelir ve ağız kapanmış olur. Böylece yükün hareket esnasında kancadan çıkması engellenir.

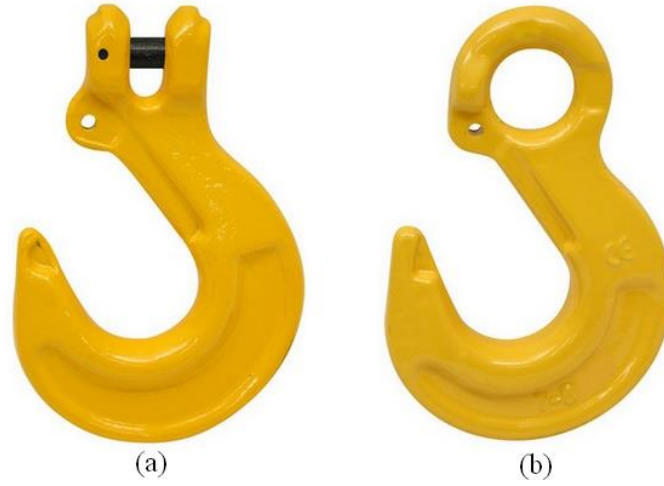
Yük kancalarının vinç, kren veya başka bir sisteme bağlanmaları çeşitli yöntemlerle olabilmektedir ve kullanım amacına göre seçilir. Şekil 2.3(a)’da görüldüğü gibi vida ile bağlantı yapıldığı gibi Şekil 2.3(b)’deki gibi vidasız olarak da travers ve vinçe bağlanabilir.



Şekil 2.3 a) Tek ağızlı basit yük kancasının vida ile vince bağlandığı tasarım, b) Tek ağızlı basit yük kancasının vidasız olarak vince bağlandığı tasarım (Kutay 2009).

2.2 FARKLI YÜK KANCALARI VE BENZERLİKLERİ

DIN 15401 standardı dışında farklı amaçlar için tek ağızlı basit yük kancaları standartları bulunmaktadır. Örneğin Şekil 2.4(a) ve (b)'deki gözlü kancalar buna örnektir. Hafif yüklerde kullanılması şartıyla yük zincirlerine direkt temas halindeki gözlü kancaların standardı farklıdır ve DIN 7540 ve TS 2340/4 standartlarında belirtilirler. Farklı standarttaki tek gözlü basit kaldırma kancalarına örnek olan DIN 82017 veya TS 2340/7'de ise özel kanca olarak bilinen liman ve konteyner taşıma amaçlı taşıma esnasında etrafa takılmaları engellenmiş şekilde tasarlanmış yük kancaları bulunmaktadır.



Şekil 2.4 a) Konteyner kancası, b) Gözlü kanca (İkh 2018).

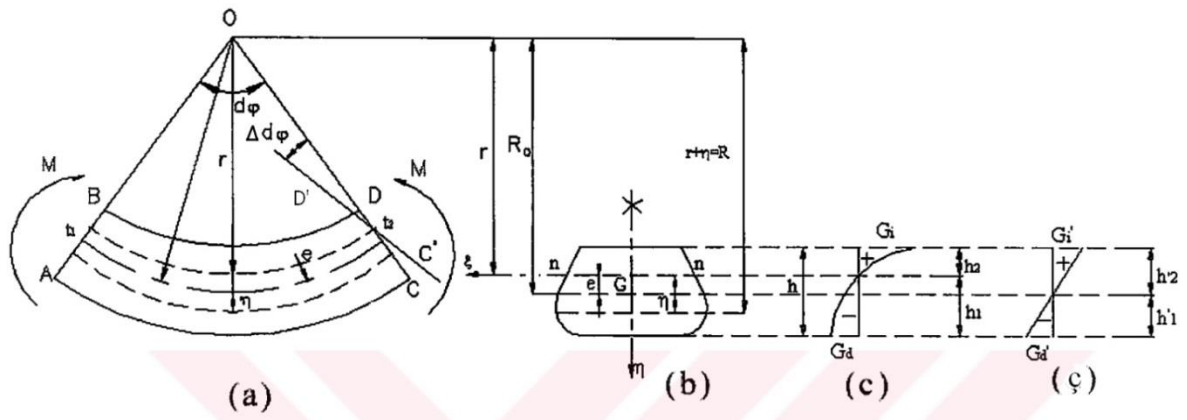
Farklı kullanım amaçları için standartlaştırılmış pek çok tek ağızlı basit yük kancası bulunmaktadır. Farklı yerlere bağlanarak kullanılan tek ağızlı kancaların yük bağlama bölümleri genel olarak birbirleri ile yaklaşık aynı olmakla beraber kancayı çekecek veya sabitleyecek vinç benzeri sisteme bağlantı yerleri değişmektedir. Şekil 2.4(a) ve (b)'deki gibi farklı standarttaki kancalar bu gibi kancalara örnektir. Farklı amaçlarda kullanılan farklı tek ağızlı yük kancalarının standartları farklı olsa bile aşırı eğri gövde yapıları ve çalışmaları sırasında maruz kaldıkları gerilme türleri yaklaşık olarak aynı olduğu için statik gerilme analizlerinde ortak inceleme alanına girmektedirler.

BÖLÜM 3

KANCALARDA GERİLME HESABI

3.1 EĞRİ EKSENLİ ÇUBUKLARDA GERİLME

Kancalar yapıları nedeniyle herhangi bir etkiye maruz kalmadan eksenlerinde eğrilik sahiptirler ve bu nedenle eğri eksenli çubuk olarak değerlendirilirler. Eğilmeden önce, çubuğun eksenini kendiğinden tabii olarak eğri ise, buna eğri eksenli çubuk denir [21]. Eğri eksenli çubuklar maruz kaldıkları etki sonucunda eğrilikleri artar veya etkiye göre azalır. Eğilme momentinin durumu eğriliğinin değişimini belirler. Eğilme momenti eğer eğriliği arttırıyorsa pozitif, azaltıyorsa negatif olarak kabul edilmiştir.



Şekil 3.1 a) Eğri eksenli çubuklarda eğilme, b) Eğri çubuk kesiti, c) Eğri çubukta kesite göre gerilme, ç) Eğri çubuk kesitinde gerilme (Yıldırğan 1999).

Eğri eksenli bir çubuğun eğrilik yarı çapı R_0 olan ve aralarında $d\varphi$ açısı bulunan iki dik kesit bulunan bir eğri eksenli çubuğu Şekil 3.1'deki gibi örnek alalım. Simetrik kesitimizin η kuvvetler kesitine simetrik olarak kabul edelim. Eğri eksenli çubuğa eğriliğini arttıracak M eğilme momentinin etkilediğini kabul ederek çubukta meydana gelen şekil değişimi ve gerilmeleri inceleyelim. Çubuğun M eğilme momenti etkisi sonucu AB kesitine göre DC kesiti $\Delta d\varphi$ kadar dönerek $D'C'$ konumuna gelir. Düz eksenli çubuklarda, tarafsız eksen yüzey

çubuk ekseninden geçerken eğri eksenli çubuklarda çubuk ekseninden geçmez. Çubuk eksenini ile tarafsız yüzey arasında şekilde e ile gösterilen bir mesafe bulunur. Tarafsız eksen yarı çapı şekilde r olarak gözükmemektedir. ξ tarafsız eksenini n-n olarak şekilde işaretlenmiş olup tarafsız yüzey ile kesitin arakesitidir ve M eğilme momenti sonucunda tarafsız ekseninden η mesafedeki eksenindeki durumu inceleyecek olursak, eğilme momenti öncesi $(r+\eta)d\varphi$ olan ekseninin uzunluğu $\eta\Delta d\varphi$ ya kadar uzama gösterir [21].

ε birim şekil değiştirme ve Hook kanununa göre gerilme değerleri sırasıyla denklem (3.1) ve denklem (3.2)'de verilmiştir.

$$\varepsilon = \frac{\eta\Delta d\varphi}{(r + \eta)d\varphi} = \left(\frac{\Delta d\varphi}{d\varphi}\right) \frac{\eta}{r + \eta} \quad (3.1)$$

$$\sigma = \varepsilon \cdot E = E \left(\frac{\Delta d\varphi}{d\varphi}\right) \frac{\eta}{r + \eta} \quad (3.2)$$

Yapıdaki şekil değişimini karakteri lineer değildir. Hiperbolik şekil değişim söz konusu olduğu için formülde tanımlanması gereken iki değer bulunmaktadır. Bunlar kesitin relatif dönmesini temsil eden $d\varphi$ ve r tarafsız ekseninden geçen eğrilik yarıçapıdır. Statik eşdeğerlik şartlarını yazacak olursak

$$\iint_F \sigma \cdot dF = 0 \text{ ve } \iint_F \sigma \cdot \eta \cdot dF = M \quad (3.3)$$

Birinci denklem ile Hook kanunundan yararlanacak olursak

$$\iint_F \sigma \cdot dF = E \cdot \frac{\Delta d\varphi}{d\varphi} \iint_F \frac{\eta \cdot dF}{r + \eta} = 0 \text{ veya } \iint_F \frac{\eta \cdot dF}{r + \eta} = 0 \quad (3.4)$$

Böylece tarafsız ekseninin konumunu belirlemiş oluruz. Yine denklem (3.3)'ten faydalanacak olursak

$$M = E. \left(\frac{\Delta d\varphi}{d\varphi} \right) \iint_F \frac{\eta^2 \cdot dF}{r + \eta} \quad (3.5)$$

Denklem (4.4)'de ikinci şartı yerine koyarsak

$$\iint_F \frac{\eta^2 \cdot dF}{r + \eta} = \iint_F \left(\frac{r + \eta - r}{r + \eta} \right) \eta \cdot dF = \iint_F \eta \cdot dF - r \iint_F \frac{\eta \cdot dF}{r + \eta} = \iint_F \eta \cdot dF = S_\xi \quad (3.6)$$

Böylece ξ tarafsız eksenine göre S_ξ kesitinin statik momenti elde edilmiş olur. Ağırlık merkezinin ξ ekseninden uzaklığı e 'dir ve Şekil 4.1'de ağırlık merkezi (3.7) denklemi yazılabilir.

$$S_\xi = F \cdot e \quad (3.7)$$

elde edilen statik moment denklemi denklem (4.7) ile çözümlerse

$$M = E. \frac{\Delta d\varphi}{d\varphi} S_\xi = E. \frac{\Delta d\varphi}{d\varphi} \cdot F \cdot e \quad (3.8)$$

$$\frac{\Delta d\varphi}{d\varphi} = \frac{M}{E \cdot S_\xi} = \frac{M}{E \cdot F \cdot e} \quad (3.9)$$

denklemi elde edilmiş olur. Böylece rölatif dönme denklemi birim dönme için kullanılabilir. Birim dönme için denklem R_0 ile bölünürse

$$\omega_\xi = \frac{\Delta d\varphi}{R_0 d\varphi} = \frac{M}{E \cdot S_\xi \cdot R_0} = \frac{M}{E \cdot F \cdot e \cdot R_0} \quad (3.10)$$

elde edilir. (3.2) denkleminden faydalanılarak rölatif dönme denklemleri (3.9) ve (3.10) çözülecek olursa

$$\sigma = \frac{M}{S_{\xi}} \left(\frac{\eta}{r + \eta} \right) \quad (3.11)$$

Tarafsız ekseni (ξ) belirlemek için $R_0 - r = e$ yani eşitliğin bilinebilmesi için r bilinmelidir. Denklem (3.4)'den faydalanılarak dış yüzeydeki eksene çakışan gerilme hesabı için

$$\sigma_d = \frac{M}{S_{\xi}} \left(\frac{h_1}{r + h_1} \right) \text{ ve } \sigma_i = \frac{M}{S_{\xi}} \left(\frac{h_2}{r + h_2} \right) \quad (3.12)$$

Şekil 3.1'de incelemesi yapılan çubuk eğri eksenli olduğundan

$$\frac{\sigma_d}{\sigma'_i} = \alpha_d < 1 \text{ ve } \frac{\sigma_d}{\sigma'_i} = \alpha_i > 1 \quad (3.13)$$

elde edilir. Eğri eksenli çubukta meydana gelen şekil değişikliği için çubuğa eğilme momenti etkileden önce $1/R_0$ olan eğrilik, moment etkisi ile oluşan eğrilik

$$\frac{1}{R_0'} = \frac{d\varphi + \Delta d\varphi}{R_0 d\varphi + e \Delta d\varphi} = \frac{1 + \frac{\Delta d\varphi}{d\varphi}}{R_0 + e \frac{\Delta d\varphi}{d\varphi}} = \frac{1}{R_0} + \frac{1}{R_0} \cdot \frac{\Delta d\varphi}{d\varphi} - \frac{e}{R_0^2} \cdot \frac{\Delta d\varphi}{d\varphi} \quad (3.14)$$

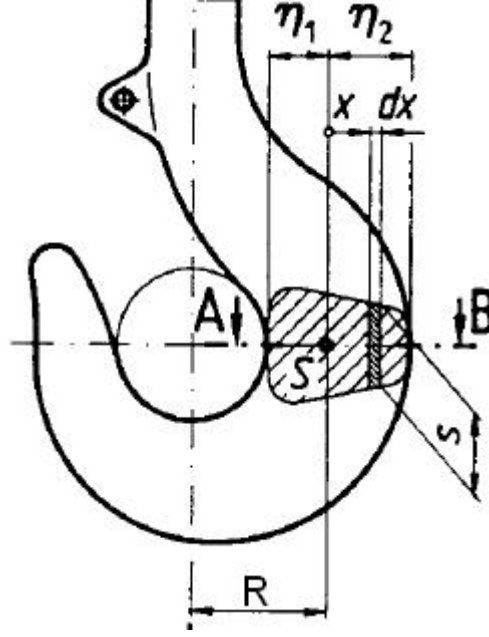
elde edilir. Denklem (3.9) dikkate alınarak eğrilikte meydana gelen değişim

$$\frac{1}{R_0'} - \frac{1}{R_0} \cong \omega_{\xi} \left(1 - \frac{e}{R_0} \right) = \frac{M}{E \cdot S_{\xi} \cdot R_0} \left(1 - \frac{e}{R_0} \right) \quad (3.15)$$

olur. Burada dikkat edilecek husus e/R_0 oranıdır. Oranın çok düşük bir değerde ise $1/R_0' - 1/R_0 = \xi \omega$ ye eşit olur, bu durum da eğri eksenli çubuğun eğriliğindeki değişimin birim rölatif dönme kadar olduğunu ifade eder.

3.2 BASİT KANCADA GERİLME HESABI

Tek ağızlı yük kancaları basit kancalar olarak adlandırılmaktadır. Basit kancalar yüke maruz kaldıklarında eğri kanca kısmında çeşitli gerilmeler oluşmaktadır ve kancada oluşan bu gerilmeler çeşitli yöntemler ile hesaplaması yapılabilir. Şekil 3.2’de basit kancanın genel yapısı ve maksimum, minimum gerilmelerin olduğu kesiti görülmektedir.



Şekil 3.2 DIN 15401 basit yük kancasının teknik çizim detayı.

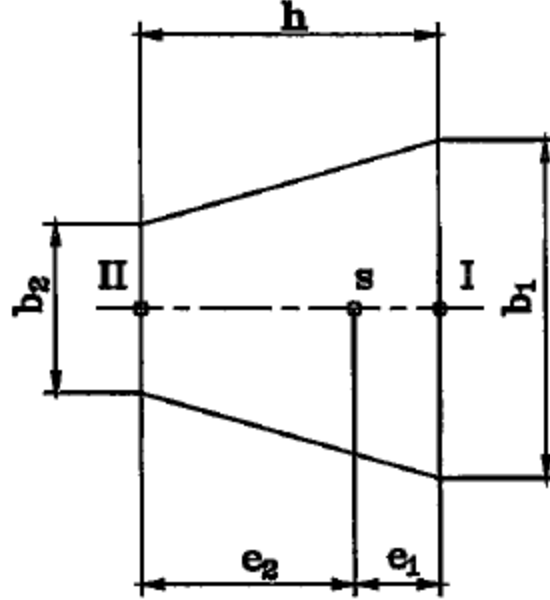
3.2.1 Yaklaşık Hesaba Göre Kancanın Eğri Kısımındaki Kritik Kesitin Hesabı

Yaklaşık hesap metodunda yük kancası eğriliği yok kabul edilerek sanki ekseninden kaçık bir çubuk gibi kabul edilerek hesaplama yapılır. Kanca ağızı maruz kaldığı momentten dolayı açılmaya karşı mukavemet göstermektedir.

Yaklaşık hesapta I lifinde hesaplanan gerilme değerinden küçük, II lifinde hesaplanan gerilme gerçeğinden büyük çıkar. Bu nedenle emniyet gerilmesi değeri biraz küçük alınır [21].

I lifi çekiye II lifi basınç gerilmesine maruzdur. Q yükünden dolayı I ve II kesitinde S ağırlık merkezine eğilme momenti etki eder [21].

Kancadaki I-II kesitinin şekli kenar detayları ihmal edilerek trapez olarak hesaplanır. Şekil 3.3'te kancada maksimum ve minimum gerilmelerin oluştuğu kesit görülmektedir.



Şekil 3.3 Kancanın I-II kesiti.

Kesitin I noktasında ve II noktasında oluşan gerilmeler sırasıyla

$$\sigma_{e\ddot{g}.\check{c}ek} = \frac{M_{e\ddot{g}}}{W_1} \text{ (N/cm}^2\text{)} \quad (3.16)$$

$$\sigma_{e\ddot{g}.bas} = \frac{M_{e\ddot{g}}}{W_2} \text{ (N/cm}^2\text{)} \quad (3.17)$$

Mukavemet momentleri I-II kesiti için

$$W_1 = \frac{J}{e_1} \text{ (cm}^3\text{)} \quad W_2 = \frac{J}{e_2} \text{ (cm}^3\text{)} \quad (3.18)$$

Alansal atalet momenti

$$J = \frac{b_1^2 + 4b_1b_2 + b_2^2}{b_1 + b_2} \cdot \frac{h^3}{36} \quad (cm^4) \quad (3.19)$$

I ve II noktalarının S ağırlık merkezinden uzaklıkları sırasıyla

$$e_1 = \frac{h}{3} \cdot \frac{b_1 + 2b_2}{b_1 + b_2} \quad (cm) \quad (3.20)$$

$$e_2 = \frac{h}{3} \cdot \frac{2b_1 + b_2}{b_1 + b_2} \quad (cm) \quad (3.21)$$

Ayrıca kesit ($\sigma = Q/A$) çeki gerilmesin maruzdur [21].

$$I \text{ noktasında: } \sigma_{\text{çeki}} = \frac{M_{e\ddot{g}}}{W_1} + \frac{Q}{A} \quad (N/cm^2) \quad (3.22)$$

$$II \text{ noktasında: } \sigma_{\text{bası}} = -\frac{M_{e\ddot{g}}}{W_2} + \frac{Q}{A} \quad (N/cm^2) \quad (3.23)$$

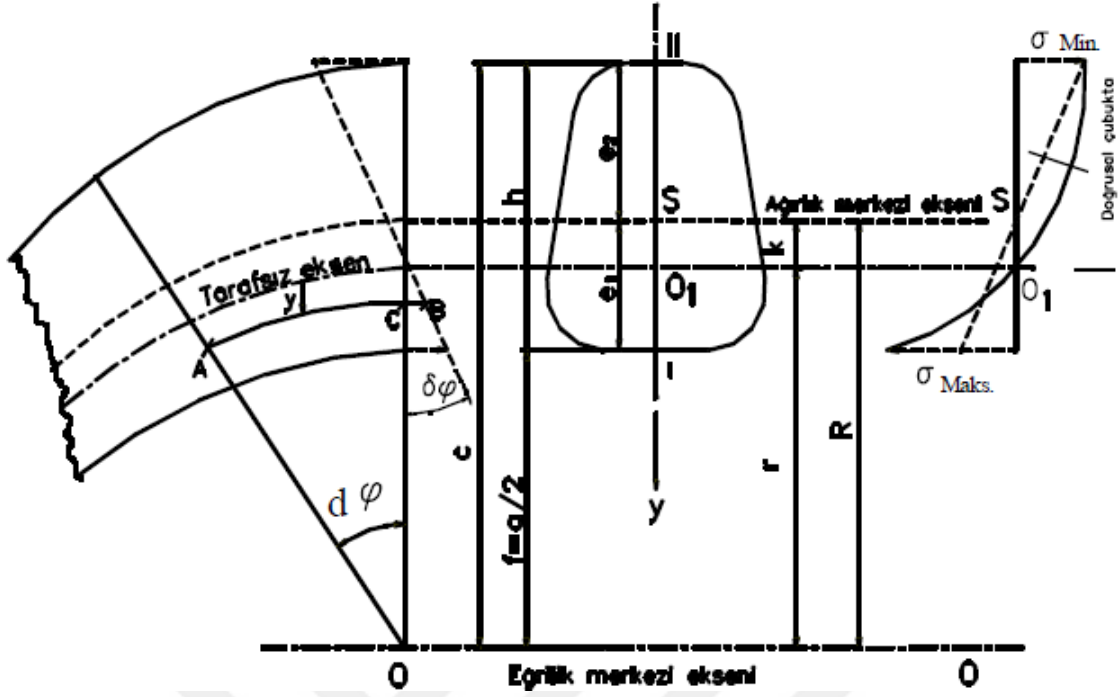
Kritik kesit alanı A

$$A = h \cdot \frac{b_1 + b_2}{2} \quad (cm^2) \quad (3.24)$$

Tehlikeli konum çeki tarafında I noktasındadır. Bu nedenle kancalar içe doğru kalın yapılı, yani merkeze doğru kesit genişler [21].

3.2.2 Kesin Hesap Yaklaşımıyla Kancanın Gerilim Hesabı

Kesin hesap yaklaşımıyla kancanın kritik kesitindeki hesaplama eğri eksenli çubuklar teorisine dayanmaktadır. Bu hesaplamada çubuk ekseni bir düzlem içerisinde ve dik kesit alanı da simetrik olan eğri çubuklar incelenecektir [22].



Şekil 3.4 Eğri eksenli çubuk ve kesiti (Gerdemeli 2011).

Şekil 3.4'te gösterilen eğrisel elemanı düşünelim. Bu elemanın O eğrilik merkezinden uzaklıkları; dik kesitinin ağırlık merkezi R, dış lifleri c ve iç lif mesafesini de f ile gösterelim. Bu elemanın tarafsız (O_1) eğri eksenin, O merkezine de mesafesi r ile gösterilsin [22].

Bu elemana M eğilme momenti etki etsin. Çubuk eksenine dik alınan düzlemsel kesitler, M eğilme momentinin uygulanmasından sonra da düzlemsel olarak kalırlar. M momentinin etkisi ile şekil deki gibi (nn) doğrusal çizgisi $\delta\phi$ kadar dönerek yine (mm) doğrusal olarak kalır [22]. Eğrisel çubuklarda, tarafsız eksen ile ağırlık merkezinden geçen eksen üst üste çakışmaz. Bu bakımdan problemin çözümü, tarafsız eksenin yerinin yani r nin veya şekilde $k=SO_1$ ile gösterilen uzaklığın hesaplanmasına dönüşür [22].

Bilindiği gibi gerilmeler Hooke kanununa göre $\sigma_x=E.\varepsilon$ ise de, eğri eksenli çubuklarda bir lifin uzama veya kısaltmaları eğrisel olarak değişir ve eğrilik merkezi r masfesine bağlıdır [22].

$$\varepsilon = \frac{ds}{1} = \frac{CB}{AB} = \frac{y \cdot \delta\phi}{(r - y) \cdot d\phi} \quad (3.25)$$

olur. Buna göre gerilme de σ_x de

$$\sigma_x = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{y \cdot \delta\varphi}{(r - y) \cdot d\varphi} \quad (3.26)$$

olur. Bu denklem, eğri eksenli çubukların bir alan elemanına etkiyen normal gerilmeleri verir. Şekilde de gösterildiği gibi bu denklemin sonucu olarak, eğri eksenli çubuklarda gerilme dağılımı hiperboliktir [22]. Tarafsız eksenin yeri, dik kesite etkiyen normal kuvvetlerin toplamının sıfır olması şartından elde edilir [22].

$$\sum F_x = 0 \quad \int_A \sigma \cdot dA = \int_A E \cdot \frac{y \cdot \delta\varphi}{(r - y) \cdot d\varphi} dA = 0 \quad (3.27)$$

Kirişte gerilme durumundaki tüm kesitlerde sabit olduklarından integraldaki E, $d\varphi$ ve $\delta\varphi$ integral dışına alınır. Bu durumda r için denklemi yazarsak

$$\int_A \frac{y}{r - y} dA = 0 \quad (3.28)$$

elde edilir. Değişken değiştirme yöntemini integral denkleminin çözümü için kullanırsak, $r - y = v$ olursa $y = r - v$ olur. Yöntem integral için çözümlenirse

$$\int_A \frac{r - v}{v} dA = 0 \quad (3.29)$$

ulaşılır. Elde edilen bu denklem ayrı integral denklemleri olarak ifade edilebilir. İki ayrı denklem olarak ifade edilirse

$$\int_A \frac{r}{v} dA - \int_A dA = 0 \quad ; \quad r \cdot \int_A \frac{dA}{v} = A \quad (3.30)$$

elde edilir. Böylece r ile ifade edilen tarafsız eksen mesafesi

$$r = \frac{A}{\int_A \frac{dA}{v}} \quad (3.31)$$

elde edilmiş olur.

Kesitteki normal gerilme durumu tespiti için (3.26) denklemi, tarafsız eksenin durumu da bilindiğine göre dış eğilme momenti ile gerilmenin tarafsız eksene göre moment eşleştirmesi yaparak elde edilebilir. Burda şekil düzleminde z eksenindeki moment hesaba katılır.

$$\int_A \sigma_x \cdot y \cdot dA = M \quad (3.32)$$

elde edilir. σ_x değeri de ilgili (3.26) denklemde yerine konulursa

$$\frac{\delta \varphi}{d\varphi} \cdot E \int_A \frac{y^2}{r - y} \cdot dA = M \quad (3.33)$$

elde edilir. Elde edilen integrali çözmek için ayırma yöntemini kullanarak çözümlene yaparsak

$$\int_A \frac{y^2}{r - y} \cdot dA = - \int_A \left(y - \frac{r \cdot y}{r - y} \right) \cdot dA = \int_A y \cdot dA - \int_A \frac{r \cdot y}{r - y} \cdot dA \quad (3.34)$$

elde edilen iki eşit integral denkleminde ilki tarafsız eksen baz alındığında kesit alanının momentidir. İkinci integral denklemini ise (3.28) denklemini çözümlenmesine göre sıfır sonucuna ulaşılır.

$$y = \frac{\int_A y \cdot dA}{A} \text{ veya } y \cdot A = \int_A y \cdot dA = k \cdot A \quad (3.35)$$

Tarafsız eksenin ağırlık merkezi uzaklığı (3.35) denkleminde k ile gösterilir. (3.33) denklemini yerine koyulup çözümlene yapıldığında

$$\frac{\delta\varphi}{d\varphi} \cdot E = \frac{M}{A \cdot k} \quad (3.36)$$

olur. Denklem (3.26)'yı denklem (3.36)'da kullanarak çözümlene yapıldığında

$$\sigma_x = \frac{M}{A \cdot k} \cdot \frac{y}{r - y} \quad (3.37)$$

Elde edilir. Böylece gerilme denklemi elde edilmiş olur. Elde edilen denklemde y kesit içinde tarafsız eksene olan mesafeyi ifade eder, M momenttir ve M=Q.R genel denkleminde elde edilir. Burada Q kancaya uygulanan yükü, R eğrilik merkezi ile kesit ağırlık merkezi arasındaki mesafeyi ifade eder

Dış kenarlardaki mesafeler Şekil 3.1, Şekil 3.4 ve Şekil 3.6'da dikkate alınarak, eğri çubuğun en dışındaki kenarı: $h_2=k+e_2=c-r$ ve eğri çubuğun en iç kısmındaki kenarı: $h_1=e_1-k=r-f$ 'dir.

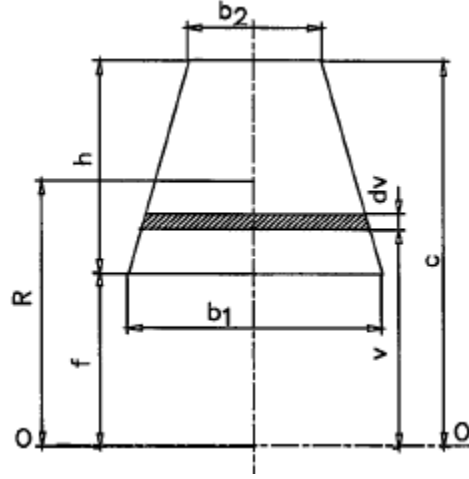
Buna göre en dış kenarlardaki gerilmeler (3.37) denklemine göre

$$(\sigma_x)_{mak.} = \frac{M \cdot h_1}{A \cdot k \cdot f} + \frac{Q}{A} \quad ve \quad (\sigma_x)_{min.} = -\frac{M \cdot h_2}{A \cdot k \cdot c} + \frac{Q}{A} \quad (3.38)$$

olur. Ayrıca Şekil 3.4'e göre kesitin ağırlık merkezinin eğrilik merkezine olan uzaklığı R ile gösterildiğine göre

$$R = r + k \quad (3.39)$$

Tarafsız eksen r nin hesabı için



Şekil 3.5 Trapez kesit (Yıldırgan 1999).

Tarafsız eksen olan r' 'yi (3.31) denklemindeki $dA=b.dV$ şeklinde integre yapıldığında tarafsız eksen olan O-O ile mesafesini v olarak belirlediğimiz şeritin mesafesi

$$b = b_2 + (b_1 - b_2) \frac{c - v}{c - f} \quad (3.40)$$

elde edilen eşitlikte Şekil 3.5 ve Şekil 3.6'da da görülen ve kanca eğrilik merkezi ile seçili değişkenlerin mesafesini ifade eder. f kanca eğrilik merkezi ile kancanın azami iç kenar mesafesini ifade eder, c ise eşitlikte kanca eğrilik merkezi ile kesitin azami dış kenarının mesafesini ifade etmektedir.

$c-f=h$ ifadesini kullanarak

$$b = \frac{b_2(c - f) + (b_1 - b_2).c}{c - f} - \frac{(b_1 - b_2)}{(c - f)}.v = \frac{b_1.c - b_2.f}{c - h} - \frac{b_1 - b_2}{(c - f)}.v$$

$$A = \frac{b_1 + b_2}{2} \cdot h \text{ ve } h = c - f \quad (3.43)$$

Eğri eksenli trapez kesitli olan yk kancalarının yarıçapı eğrilik merkezine olan mesafesi $f=a/2$ ve maksimum dış ve i kesit noktalarının kesitinin ağırlık merkezine olan mesafesini e_1 ifadesi kullanılarak

$$R = \frac{a}{2} + e_1 = f + e_1 \quad (3.44)$$

elde edilir. Böylece ağırlık merkezinin eğrilik merkezine mesafesini bulmuş olunuz.

BÖLÜM 4

SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

Sonlu elemanlar yöntemi matematik ve mühendislik yöntemlerin çözümünde kabul edilebilir toleranslar içinde çözüm sunan sayısal bir yöntemdir. Özellikle bilgisayar teknolojilerinin geliştiği son otuz yıl içerisinde sonlu elemanlar yönteminin kullanım alanları ve oranları çok artmıştır. Günümüzde en yaygın kullanılan sayısal analiz yöntemlerinden biri olmasının nedeni nispeten çok kısa zamanda ve ekonomik donanımlarla güvenilir sonuçlara yöntemin ulaşılabilmesidir. Sonlu elemanlar yöntemin özet olarak karmaşık bir problemin daha basit parçalara bölünerek temsili ve kabul edilebilir bir çözüm verebilmesine dayanmaktadır [23].

Sonlu elemanlar yöntemi mühendislik alanda ilk olarak gerilme analizlerinde kullanılmaya başladıysada günümüzde termal-ısı analizlerinde, akışkanlar mekaniği, elektromanyetik alanlar, nükleer mühendislik gibi farklı alanlarda analiz yöntemi olarak yoğunlukla kullanılmaktadır

4.1 SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ GELİŞİMİ

Sonlu elemanlar yönteminin (SEY) temel fikri olan karmaşık bir bütünü basit parçalara bölerek çözme işlemi yazılı kayıtlarda antik Mısır'a kadar gitmekte ise de günümüzde kullanıldığı şekli için ilk çalışmalar Hrennikoff (1941) ve Mettenry (1943)'nin geliştirdikleri yarı analitik analiz metodlarıdır. Üçgen bir yapı için rijitlik matrisi 1956 yılında Turner ve arkadaşları tarafından oluşturulmuştur. "Sonlu Elemanlar" terimi ile defa 1960 yılında Clough tarafından çalışmasında telafuz edilmiştir [24]. Clough yapmış olduğu çalışmada, perçin bağlantılı profil ve üçgensel iç gerilmeli tabaka şeklindeki sonlu elemanların bir uçağın analizinde kullanımını ele almıştır [25]. Direkt yaklaşım metodu Argyis ve Keskey 1960 yılında vituel iş prensibi kullanılarak geliştirilmiştir [24].

Uzay mühendisliğinin ortaya çıkışı ve gelişmesi sonlu elemanlar yönteminin gelişiminin de hızlanmasına yardımcı olmuştur. Özellikle Boeing, Bell Aerospace, Rolls Royce havacılık ve

uzay sanayisi firmaları yöntemin gelişmesine 1950'li yıllardan itibaren büyük katkı sağlamışlardır.

İlk gerçek kabuk elemanlar aksenal simetrik olup (Grafton ve Strome 1963), bunları silindirik ve diğer kabuk elemanlar izlemiştir (Callogher 1968). Sonlu elemanlar metodu bu başarılı sonuçların ardından lineer olmayan problemler de araştırılmaya başlanmıştır. İlk kez Turner ve diğerleri (1960) tarafından geometrik anlamda lineer olmayan elemanlar için çözüm tekniği ortaya konulmuştur. Stabilitate analizi Martin (1965) tarafından sonlu elemanlar yöntemi ile çalışılmıştır. Bu gelişmelerin ardından dinamik problemlerde sonlu elemanlar yöntemi ile araştırılmaya başlanmıştır Zienkiewicz ve diğerleri (1966), Koenig ve Davis (1969). Zienkiewicz ve Cheung (1965) Poisson denklemini çözerek yapı elemanları dışında da sonlu elemanlar yöntemini çözüm için kullanmıştır. Akışkanlar mekaniği alanında ilk çözümleme Doctors (1970) tarafından yapılmıştır [26].

Sonlu elemanlar yönteminin gelişimi iki boyutlu problemler üzerinde uzun bir zaman sürecini kapsamıştır . Metodun üç boyutlu problemlere uyarlanması iki boyutlu teoriden sonra kolayca gerçekleştirilmiştir [26].

4.2 SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ KULLANIMI AVANTAJ VE DEZAVANTAJLARI

Sonlu elemanlar yöntemi mühendislik alanda yapı elemanları problemlerini çözmek için geliştirildiyse de günümüzde pek çok alanla kullanılmaktadır. Tek boyutlu gerilim analizlerinden, termodinamik ve ısı tranfer analizlerine, akışkanlar analizlerinden titreşim yorulma, manyetik alanlar, radyoakticite problemlerine kadar çok farklı alanlarda sonlu elemanlar yöntemi tercih edilmektedir. Günümüzde diş hekimliği, tıp gibi insan vücudu üzerinde de sonlu elemanlar yöntemi ile çeşitli analizler yapılmaktadır. Bilgisayar teknolojisinin gelişmesi ve sonlu elemanlar yöntemi kullanan bilgisayar yazılımlarının yaygın kullanımını sağlamıştır. Sonlu elemanlar yönteminin en çok kullanıldığı alanlardan birisi, bu yöntemin geliştirilmesine de katkı sağlayan gerilme analizleridir. Sonlu elemanlar yöntemi gerilme analizlerinde üç temel yaklaşım bulunmaktadır.

1- Yer değiştirme yöntemi

- 2- Kuvvet yöntemi
- 3- Karma yöntem

Bunlardan birincisinde yer değişimleri ve deformasyonlar bilinmeyenler veya serbest değişkenler olarak ele alınmaktadır. İkincisinde kuvvetler ve gerilmeler, üçüncüsünde ise bazı yer değişimleri ve bazı kuvvetler bilinmeyenler veya serbest değişkenler olarak ele alınmaktadır [24].

Sonlu elemanlar yöntemi diğer analiz yöntemlerine göre pek çok avantaja ve bazı dezavantajlara sahiptir. Yöntemin avantajları genel olarak

- 1- Esnek bir yaklaşıma sahiptir.
- 2- Verimliliği çok yüksektir. Doğru şartlar ve veriler kullanıldığında güvenilir sonuçlara hızlı olarak ulaşılır.
- 3- Sadece özel durum ve düzgün yapıli geometriiler için değil kompleks durum ve geometriiler için de başarılı sonuçlar elde edilir.
- 4- Nümerik analiz yöntemi olduğu için hızlı bir sonuç elde etmek amacıyla bilgisayar ortamında analiz yapılması gerekmektedir. Bilgisayar ortamı sonlu elemanlar yöntemi için hız ve güvenilir sonuç elde edilmesine yardımcı olur.

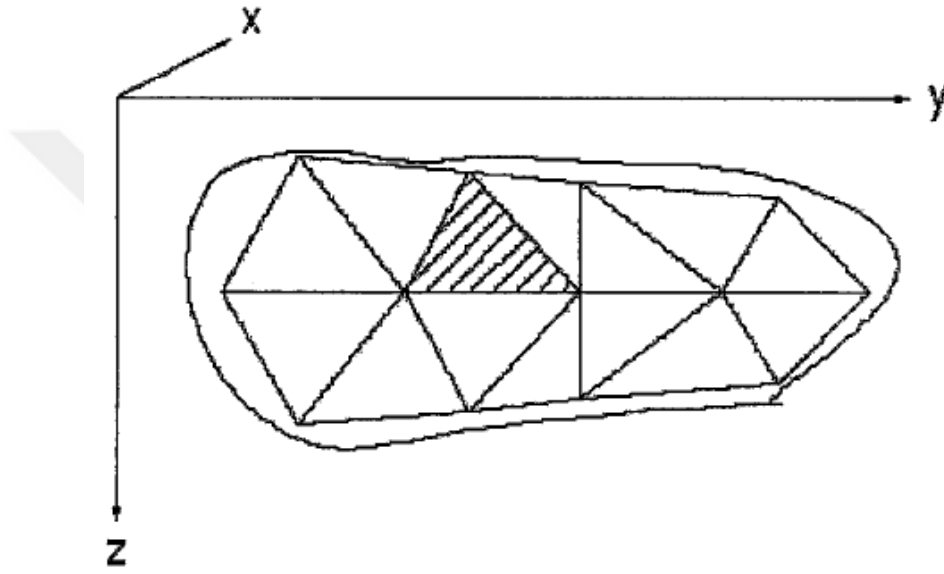
Sonlu elemanlar yönteminin diğer analiz yöntemlerine göre bazı dezavantajları da vardır. Bunlar genel olarak

- 1- Doğru sonuçlar elde edebilmek için sürekli ortamın bölünmesi ve çok sayıdaki giriş bilgileri hatasız olmalıdır. Programın verileri iyi kontrol edilmelidir [24].
- 2- Bilgisayar ortamında problem çok fazla küçük parçalara ayrılırsa işlemci ve bellek için büyük yük getirir. Bilgisayar işlemcisi analiz yapamaz veya çok uzun zaman dilimi sonucunda bir değer elde edilebilir. Bilgisayar teknolojilerinde zaman ve maliyet sıkıntıları vardır.
- 3- Analiz yapılan malzemelerin parametreleri hassas şekilde tanımlanmazsa güvenilir sonuçlara ulaşamaz.

4.3 SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ UYGULANMASI

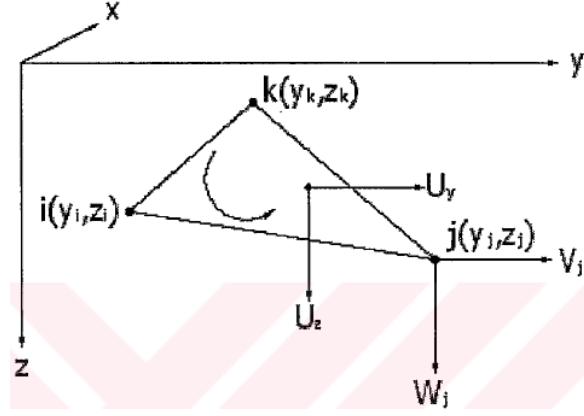
Sonlu elemanlar yöntemi mühendislik matematiğinin gelişimi sonucunda genel olarak uygulanışı belirli bir sıra ile uygulanmaktadır. Genel olarak uygulama adımları

- 1- Sürekli ortam, eğri veya yüzeylerde belli şekil ve sayıda “sonlu elemanlara” bölünür. Örneğin, Şekil 4.1’de çözüm bölgesi üçgen elemanlara ayrılmıştır [24].



Şekil 4.1 Çözüm bölgesinin üçgen elemanlara ayrılması (Kurtay 1980).

- 2- Sonlu elemanlar, birbirlerine ve sürekli ortama belli sayıda “düğüm noktası” ile bağlıdır. Bu düğüm noktalarının yer değişimleri (veya dönmeleri) problemin “bilinmeyenleri” veya sistemin “serbest (bağımsız) değişkenleri” dir. Örneğin Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de üçgen elemanların i, j, k köşeleri düğüm noktalarıdır; bunlar iki doğrultuda hareket edebilir, yani iki serbestlik derecesine sahiptir, yani üçgen elemanda bilinmeyenleri sayısı altıdır, bunlara “düğüm yer değiştirmeleri” denir [24].



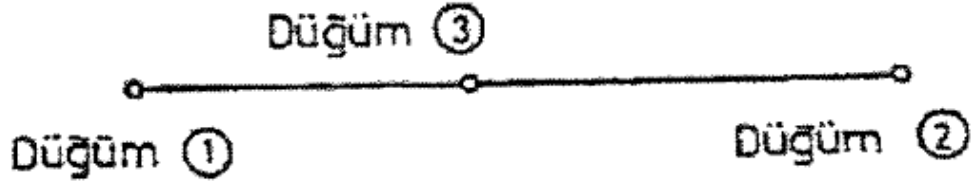
Şekil 4.2 Bir üçgen eleman ve düğüm noktaları (Kurtay 1980).

- 3- Seçilen sonlu elemanın serbest değişkenleri fonksiyon veya değişken modelleri ile belirlenir. Deformasyon durumu matematiksel bağlantılar kullanılarak düğümlerin yer değiştirmeleri belirlenir.
- 4- Seçilen eleman tipine etkileyen tüm yükler dengede olmalıdır. Bu duruma göre denge denklemi kurulur.
- 5- Sonlu elemanların tümü için denklemler oluşturulur. Komşu elemanların aynı olan düğüm noktalarına komşu elemandan gelen fiziksel etkiler toplanarak diğer elemanlara iletilecek şekilde tüm parçayı temsil eden denklem takımı oluşturulmuş olur.
- 6- Sınır şartlar uygulanarak sistemi temsil eden denklem çözülür. Çözüm ile düğümlerin yer değişimi ve yer değişimlerin toplamıyla da problemin tamamındaki yer değişimi elde edilmiş olur.

4.4 SONLU ELEMANLARIN ÇEŞİTLERİ

Sonlu elemanlar yönteminde kompleks geometriye sahip elemanların küçük elemanlara bölünmesinde küçük elemanların yapı özellikleri sonlu elemanlar analizinin doğruluk oranını belirlemektedir. Analizi yapılacak elemanın geometrik yapısı ve fonksiyonel durumuna göre sonlu eleman seçilir.

Şekil 4.3'te sonlu elemanları komşu elemanlara bağlayan (1 ve 2) noktalarına “dış düğüm noktaları”, (3) noktasına “iç nokta” denir [24].

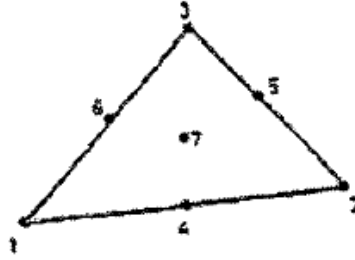


Şekil 4.3 Bir boyutlu bir sonlu eleman (Kurtay 1980).

4.4.1 Sonlu Elemanların Geometrik Yapıları

Yapılacak analizin türüne göre sonlu eleman tek boyutlu, iki boyutlu veya üç boyutlu olarak seçilirler. Problemin yapısı elemanın yapısının değişimi ile kolaylaşmakta ve doğruluk oranı artmaktadır.

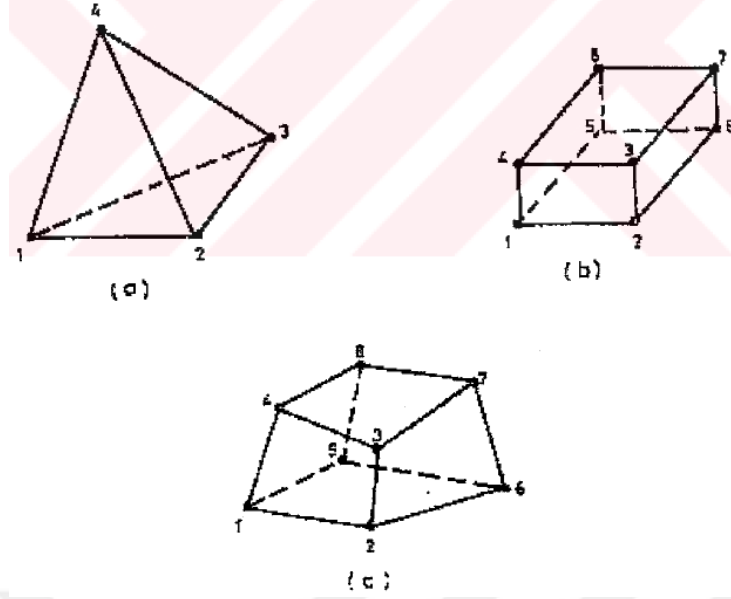
İki boyutlu sonlu elemanlar özellikle Şekil 4.4'te görülen üçgen elemanlar olarak kullanılmaktadır. Özellikle katı mekaniği analizlerinde iki boyutlu elemanlar çözümlerindeki başarıları nedeniyle yoğun olarak kullanılmaktadır. Şekil 4.4'de gösterilen üçgen elemanda (1, 2, 3) noktaları, bu üçgen elemanı komşu sonlu elemanlara bağlayan, "dış düğüm noktaları", (4, 5, 6) "(kenar noktaları)", (7) "iç nokta" olarak bilinir [24].



Şekil 4.4 Bir üçgen sonlu eleman (Kurtay 1980).

4.4.2 Üç Boyutlu Sonlu Elemanlar

Eksenel simetrik cisimlerde kesiti üçgen veya dörtgen olabilen "toroid veya halka sonlu elemanlar" kullanılır [26]. Şekil 4.5'te "üç boyutlu sonlu elemanlar" gösterilmiştir. a) dörtyüzlü, b) dikdörtgenler prizması, c) keyfî altıyüzlü sonlu elemandır [26].



Şekil 4.5 a) Dörtüzlü üç boyutlu sonlu eleman, b) Dikdörtgenler prizması üç boyutlu sonlu eleman, c) Altıyüzlü üç boyutlu sonlu eleman (Kurtay 1980).

4.5 BİLGİSAYAR ORTAMINDA SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

Bilgisayar teknolojisinin özellikle son elli yılda büyük gelişme göstermesi, bilgisayarların hem maliyetlerinin düşmesi hem de yeteneklerinin gelişmesi sonucunda sonlu elemanlar analizi bilgisayar ortamında kullanılması çok yaygınlaşmıştır. Günümüzde pek çok sonlu eleman yöntemini kullanan bilgisayar analiz yazılımı kullanılmaktadır. Ansys, Abaqus, Nastran gibi sonlu elemanlar yöntemini kullanan analiz yazılımları günümüzde sıkça kullanılmaktadır. Bilgisayar ortamında kullanılan bu paket programlarında genel olarak katı modelleme yapma modülü de bulunmasına karşın asıl geliştirilme amaçları sonlu elemanlar analizi oldukları için katı modelleme modülleri modellenen elemanları temsil etmede zayıf kalmaktadır. Bu nedenle özellikle katı modelleme tasarımı için geliştirilmiş yazılımlar tercih edilmektedir.

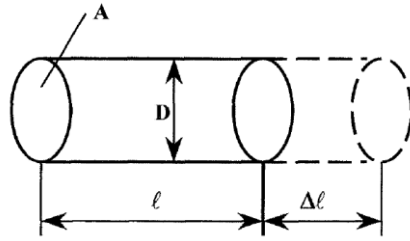
SEY yazılımlarına aktarılan modellemelerin sonlu elemanlara ayırma (meshleme) ve sınır şartlarını belirleme analizi tarafından belirlendikten sonra bilgisayar ortamında yazılıma pratik olarak girilebilmekte ve analizi yapılabilmektedir.



BÖLÜM 5

STRAIN GAGE (GERİNİM ÖLÇER)

Strain gage ile ölçüm yöntemi malzemelerin çeşitli dış etkilere uğradıklarında değişen elektriksel dirençlerini baz alarak analiz yapan bir ölçme yöntemidir. Sıcaklık, kuvvet, gerilim gibi dış etkiler sonucunda malzemelerin boyunda değişim meydana gelir. 1866 da Lord KELVIN, metal bir tel üzerine gerilim uygulandığı zaman, tel uzunluğu ve çap değiştiğinde elektrik direncininde değiştiğini buldu. Böylece strain ölçümünün temel prensibi ortaya konmuş oldu [28]. Malzemelerin yüzeylerine yapıştırılan gerinim ölçer iletken tellerin boyunda da aynı değişim meydana gelir ve iletken tellerin boylarının değişmesi sonucu elektrik dirençleri de değişmektedir. İletken tellerdeki elektrik direnç değişim miktarının hesaplanması sonucu boydaki değişim ve buna neden olan etkinin miktarı hesaplanmış olmaktadır.



Şekil 5.1 Silindirik kesitli telde boy değişimi (Gençel 2004).

5.1 STRAIN GAGE

Mekanik bir etki metal bir malzemeye etki ettiğinde metalik malzemenin şekil değişimi nedeniyle elektriksel direnci de değişir. Dirençte oluşan değişiklik temel alınarak mekanik etkinin bulunması strain gage çalışma sisteminin temelidir. Şekil 5.1’de özgül direnci ρ , uzunluğu l ve dairesel alanı A olan metalik bir iletkeni teli ele alınırsa $R = \rho \frac{l}{A}$ şeklinde ifade edilir.

5.1.1 Gage Faktörü ve Hook Yasası

İletken malzemelerin iletkenlik oranları farklıdır ve sabittir. Bu farklılık ve sabitle aynı orantıda olarak iletkendeki uzama değişimi ve direnç değişimi oranı sabittir ve o iletkenin gage faktörünü verir, gage faktörü k , strain gage'in direnci R , boyu L , boyda meydana gelen değişim oranı ε 'dir.

$$k = \frac{\left(\frac{\Delta R}{R}\right)}{\left(\frac{\Delta L}{L}\right)} = \frac{\left(\frac{\Delta R}{R}\right)}{\varepsilon} \quad (5.1)$$

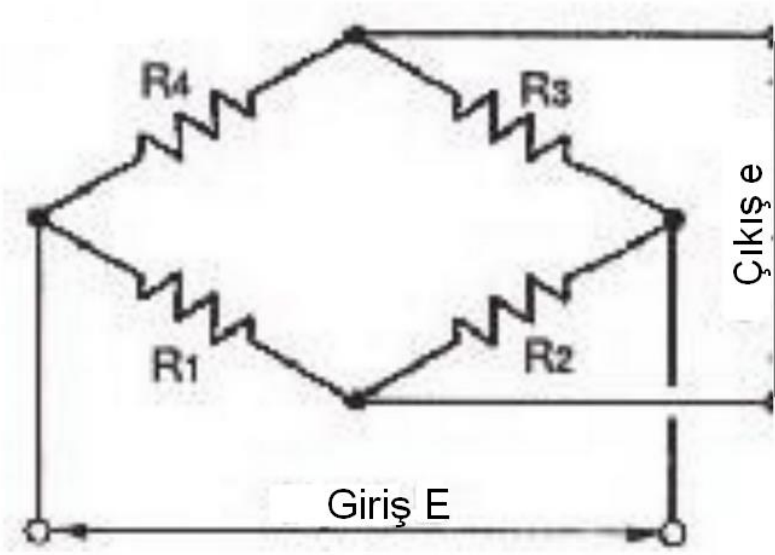
Gage faktörü değerinin doğru olarak bilinmesi strain gage yönteminin doğruluğunu da belirlemektedir. Üretici tarafından gage faktörü belirtilir. Strain gage faktörü ve direncinin ölçüm için bilgisayar yazılımına girilmesi çok önemlidir [32]. Tel gagelerin yaklaşık olarak gage faktörü 2'dir. Günümüzde çok çeşitli malzemelerden yapılan ve çeşitli yapılarda strain gage vardır, özelliklerine göre gage faktörleri 1-5 arasında değişmektedir.

Hook yasası, malzemelerin mekanik etki sonucu elastik şekil değiştirme sınırları içinde cisme uygulanan etki ile orantılı olarak şekil değiştirdiğini inceleyen ve formüle edilen bir kanundur. Hook yasasında elastisite modülü E , çekme kuvveti σ ve gerinim ε 'dir. Denklem (5.2)'deki Hook yasası denklemini kullanılarak strain gage'de oluşan gerinimden gerilim elde edilir.

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (5.2)$$

5.2.1 Wheatstone Köprüsü

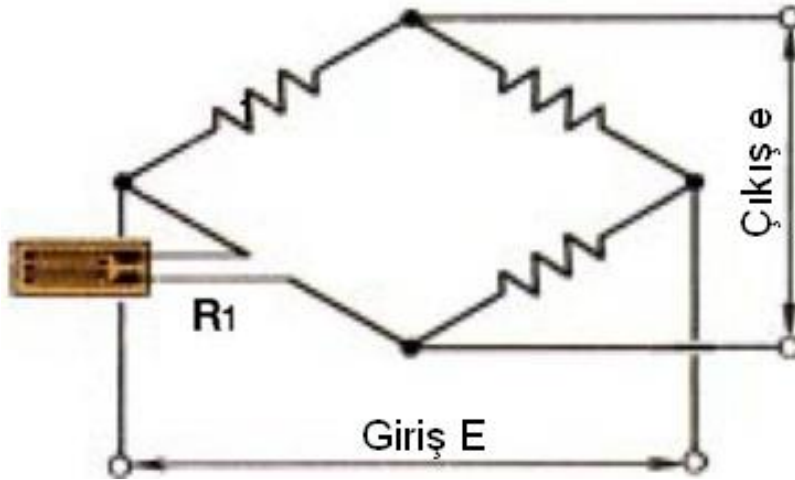
Wheatstone köprüsü anlık direnç değişimlerinin tespitinde kullanılması uygun olan bir elektrik devresidir. Dolayısı ile strain gage'lerdeki direnç değişimlerini ölçmek amacıyla da kullanılmaktadır. Köprü Şekil 5.2'de gösterildiği gibi dört direnç içerecek şekilde konfigüre edilmiştir [30]. Wheatstone köprülerinde dirençler R , direnç farkı ΔR , akımlar I , genel gerilim U , oransal sabit (gage faktörü) K , gerinim ε , akım I , giriş voltajı E , çıkış voltajı e 'dir



Şekil 5.2 Wheatstone köprüsü genel yapısı (Kyowa-rmc 2018).

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4 \text{ veya } R_1 \times R_3 = R_2 \times R_4 \text{ kabul edilirse} \quad (5.3)$$

Yukarıdaki nedenle, girişe hangi voltaj uygulanırsa uygulansın, çıkış (e), sıfır olur. Bu şekildeki köprü durumuna “dengede” denir. Köprü dengeyi kaybettiği zaman, direnç değişimine bağlı olarak voltaj çıkışı gerçekleşir [30].

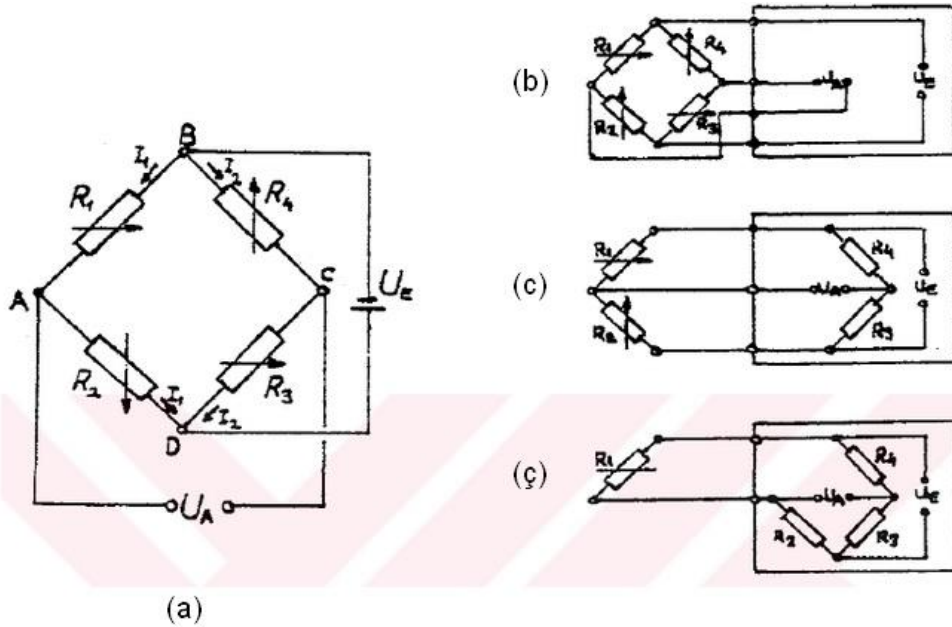


Şekil 5.3 Tek strain gage sensörünün çalışma şeması (Kyowa-rmc 2018).

Şekil 5.4'de gösterildiği üzere, bir strain gage R_1 direnci yerine devreye bağlanmıştır. Gage strain yüklendiği zaman ve direnç değişimi meydana geldiğinde, ΔR , köprü devresi çıkışında voltaj, e ortaya çıkar [30].

$$e = \frac{1}{4} \cdot \frac{\Delta R}{R} \cdot E = \frac{1}{4} \cdot K \cdot \varepsilon \cdot E \quad (5.4)$$

(5.4) denkleminde ε haricinde diğer değerler ölçülmekte veya bilinmektedir. Köprü çıkış voltajı ölçüldüğünde ε değeri hesaplanabilmektedir.



Şekil 5.4 a) Wheatstone köprü devresi, b) Tam köprü devresi, c) Yarım köprü devresi, ç) Çeyrek köprü devresi (Fank 1992).

Wheatstone köprü devrelerinin çeşitleri ve direnç, voltaj durumları Şekil 5.4'de görülmektedir. Devrede olan olayların anlaşılabilmesi için devrenin çözümlenmesi gerekir. U_E köprü giriş, U_A köprü çıkış voltajı olmak üzere, Kirchoff kanunlarından yararlanarak devre çözümlenebilir. Ohm kanununa göre $U=I.R$ formülü gereğince her bir koldaki voltaj düşümleri bulunabilir. Başlangıçta U_A gerilimi ve I_A akımı sıfır olacak şekilde ayarlanmalıdır. Bu durumda A ve C noktalarındaki gerilimlerin eşit olduğu söylenebilir ve B'den A'ya olan voltaj $I_1 R_1$, B'den C'ye olan voltaj $I_2 R_4$ 'e eşit olur. kanunu ile Wheatstone köprüsünün

çözümü yapılır. Aynı şekilde A-D ve C-D arasındaki voltaj düşümleride eşit olmak zorundadır. Başka bir deyişle R_1 ve R_2 'den geçen akımlarla R_3 ve R_4 'den geçen akımlar aynı olmalıdır [31].

$$\frac{U_A}{U_E} = 0 \quad (5.5)$$

Denklem (5.3) gözönüne alınarak

$$E_{B-A} = E_{B-C} \text{ veya } I_1 \cdot R_1 = I_2 \cdot R_4 \quad (5.6)$$

$$E_{A-B} = E_{C-D} \text{ veya } I_1 \cdot R_1 = I_2 \cdot R_3 \quad (5.7)$$

Burdan (5.6) ve (5.7) denklemleri birbirlerine ve I_1 , I_2 akımlarına bölünürse

$$R_1 = \frac{R_2 \cdot R_4}{R_3} \quad (5.8)$$

Tek bir direncin diğer dirençlerle olan bağlantısına ulaşırız.

U_A/U_E için genel yapıdaki eşitlik

$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{R_1}{R_3 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4} = \frac{R_1 \cdot R_3 - R_2 \cdot R_4}{(R_1 + R_2) \cdot (R_3 + R_4)} \quad (5.9)$$

(5.9) denkleminde direnç farkı ilave edilip bazı değerler yok kabul edilirse

$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) \quad (5.10)$$

denkleminde ulaşılır.

$$K = \frac{\Delta R}{R} \Rightarrow \frac{\Delta R}{R} = K \cdot \varepsilon \quad (5.11)$$

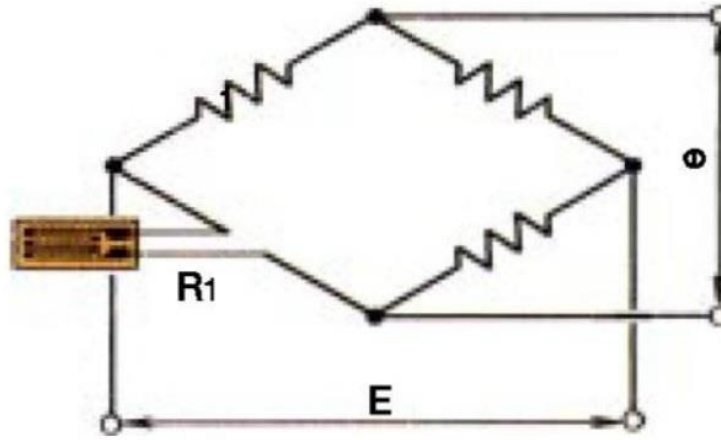
Denkleminde K.e (5.10) denkleminde yerine koyulursa

$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{K}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \quad (5.12)$$

Wheatstone köprüsünün genel denklemi elde edilir. Wheatstone köprüsü sahip olduğu direnç sayısına göre üçe ayrılmaktadır.

5.2.1.1 Çeyrek Wheatstone Köprüsü

Dört adet dirençten sadece bir adet strain gage ile kurulan Wheatstone köprüsüdür. Kullanım alanı çok yaygındır. Yalnızca tek boyutlu değişimlerin hesaplanması için kullanılmaktadır. Sıcaklık değişimlerinin olduğu sistemlerde birden çok boyutlu şekil değişimi olduğundan kullanılamaz. Şekil 5.5'te görülen tek olan strain gage sensöründeki değişim R_1 'dir.

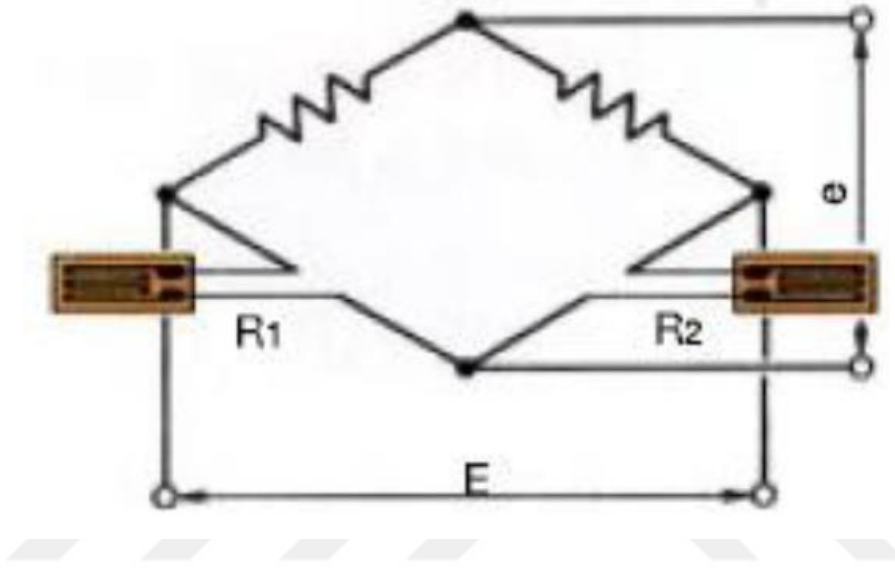


Şekil 5.5 Çeyrek wheatstone köprüsü şeması (Kyowa-rmc 2018).

$$e = \frac{1}{4} \cdot \frac{\Delta R_1}{R_1} \cdot E \text{ veya } e = \frac{1}{4} \cdot K \cdot \varepsilon_1 \cdot E \quad (5.13)$$

5.2.1.2 Yarım Wheatstone Köprüsü

İki adet strain gage, iki adet de direnç ile kurulan Şekil 5.6'daki Wheatstone köprüsünün bir türüdür. Strain gageler köprünün karşılıklı iki ayrı koluna bağlanır. İki boyutlu değişimlerde kullanılır. Sıcaklık sonucu şekil-direnç değişimlerinin ölçümü yapılabilir.

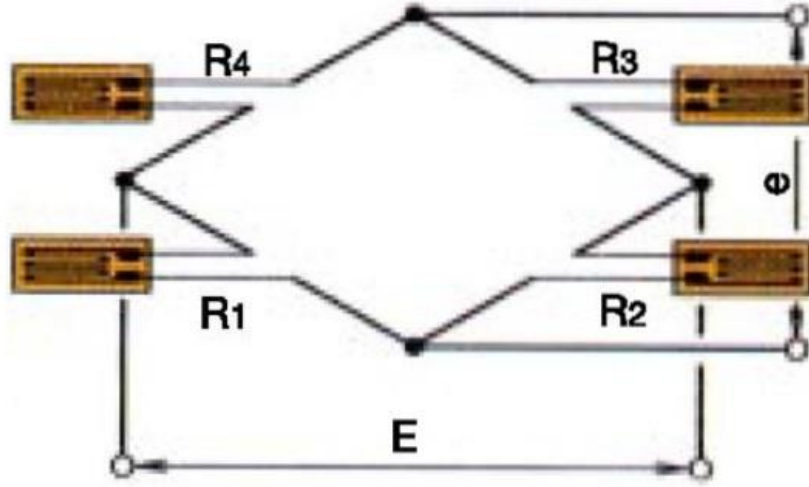


Şekil 5.6 Yarım wheatstone köprüsü şeması (Kyowa-rmc 2018).

$$e = \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} \right) \cdot E \text{ veya } e = \frac{1}{4} \cdot K \cdot (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \quad (5.14)$$

5.2.1.3 Tam Wheatstone Köprüsü

Dört adet strain gagein kullanıldığı ve direnç değişimlerinin strain gagelerin birbirlerine göre değişimlerinin hesaplanarak elde edildiği Wheatstone köprüsüdür. Şekil 5.7'de görülen ve araştırmalarda kullanılan tek sensörlü Çeyrek Wheatstone köprüsüden sonra en çok kullanılan köprü türü tam wheatstone köprüsüdür.

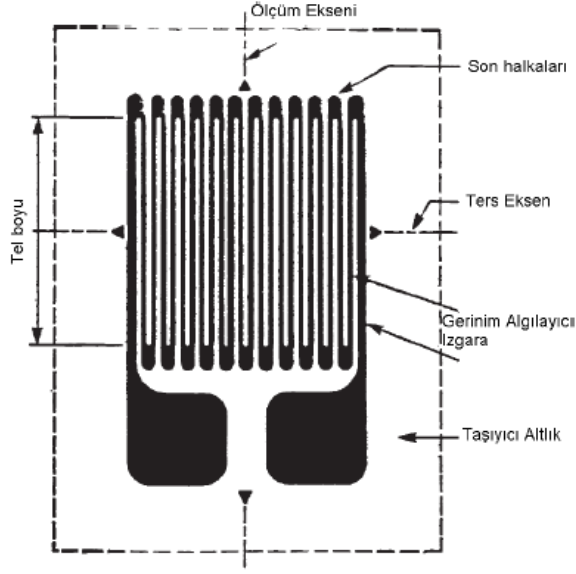


Şekil 5.7 Tam wheatstone köprüsü şeması (Kyowa-rmc 2018).

$$e = \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) \cdot E = \frac{K}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \cdot E \quad (5.15)$$

5.3 SENSÖRLERİN YAPILARI

Özel bir teknikle imali hazırlanan çok ince bir tel, Şekil 5.8’de görüldüğü gibi ince plastik yaprakcık üzerine yerleştirilir. Aynı plastik malzeme ile örtülür. Gerekli yerlerdeki sağlamlaştırma bantları ve bağlantı kolları yapıştırılarak bir strain gage yapılmış olur [31]. Şekil 5.8’de ASTM standardı tipik bir gerinim ölçerin yapısı görülmektedir [27]. Gerinim ölçerde kullanılan telin elektriksel ve mekanik özellikleri çok iyi bilinmelidir. Özellikle strain gage ölçümü sırasında gerinim ölçerin gage faktörü, elektriksel direnç değerleri deney sistemine hassas olarak girilmelidir.



Şekil 5.8 Gerinim ölçerin yapısı (ASTM International 2003).

5.4 STRAIN GAGELERİN YAPIŞTIRILMASI

Strain Gagelerin ölçüm yapılabilmesi için ölçümün yapılacağı yere çok iyi yapıştırılmış olması gerekmektedir. Ölçüm yapılan bölgedeki en küçük şekil değişikliğinin strain gagein iletken tellerine de aynı şekilde elde edilmesi sonucu doğru direnç ölçümü yapılabilir. Bu nedenle yapıştırma işlemi strain gage ölçüm sisteminin en hassas aşamasıdır.

Strain geuge yapıştırılırken kullanılan temizleme solüsyonları, yüzey aşındırıcılar, yapıştırıcılar özel olarak yapılan ölçüm malzemesine ve strain gageine uygun olarak seçilmeli ve hassas olarak uygulanmalıdır.

Malzemenin ölçüm yapılacak bölgesi öncelikle pas, yağ veya çeşitli kusurlardan arındırılmalıdır. Bunun için sırasıyla kabadan inceye doğru çeşitli aşındırıcı zımparalar kullanılır ve farklı özelliklerde çeşitli temizleyici kimyasallar kullanılır. Temizlenen bölgeye veya strain gagein yapışan yüzüne el ile dokunulmamalı, çeşitli gereçler veya üst kısmında yapıştırılacak bant yardımı ile işlemler uygulanmalıdır. Sensörlerin yapıştırılması sırasında ortam şartları önemlidir. Sıcaklık değişiklikleri ve nem miktarı ölçümün yanlış sonuç vermesine neden olabilmektedir.

Strain gage malzeme yüzeyine yapıştırılması genel olarak altı aşamada yapılmaktadır.

- 1- Malzemenin strain gage yapıştırılacak yüzeyi temizleyici kimyasal gazlı bez yardımı ile pas, yağ, kirlere arındırılır.
- 2- Aşındırıcı zımparalar sırasıyla kalından inceye doğru uygulanır.
- 3- Kimyasal şartlandırıcı zımparalanmış bölgeye gazlı bez ile tatbik edilir. Her zaman aynı yönde, geri dönmeden tatbik edilesi önemlidir.
- 4- Kalem ile strain gage yapıştırılacak bölge işaretlenir. Alüminyum malzemede kurşun kalem, çelik malzemelerde tükenmez kalem ile işaretleme yapılır.
- 5- Temizleyici kimyasal ile yüzeyin son temizliğinin yapılması.
- 6- Neutralizer kimyasal sıvısı ile yüzeyin strain gage yapıştırılmasına hazır duruma getirilmesi.

Strain gage sensörü yapıştırmak için metalik iletkenin ölçüm yapılacak istenen yüzeyi hazırlandıktan sonra strain gage sensörünün yapıştırma aşamalarına geçilmektedir. Yüze yapıştırmak için strain gage sensörü genel olarak beş aşamada hazırlanmış yüze yapıştırılır,

- 1- Cam yüzeyi Neutralizer kimyasal sıvısı ile temizlenir.
- 2- Strain gage'in yapışacak kısmı alt tarafta cama gelecek şekilde cama koyularak üst kısmının kolay tutulabilmesi için bant ile yapıştırılır.
- 3- Strain gage banttın tutularak malzemenin hazırlanmış ölçüm yapılacak yüzeyine ölçüm için gerekli doğrultuda tutturulur.
- 4- Bantın yarısının sıyrılması ve strain gagein altına katalizör sıvı sürülür ve 2 dakika beklenir.
- 5- Yapıştırıcı sürmek için bantın yarısının sıyrılması ve strain gage'in altına yapıştırıcı sürülür. Yapıştırıcı sürdükten sonra strain gagein yapıştırılır ve üzerine baskı uygulanarak 1 dakika beklenilir.

5.5 STRAIN GAGE SEÇİMİ

5.5.1 Strain Gage Sensörü Seçimi

Farklı alanlarda, farklı sonuçlar için üretilen pekçok strain gage çeşidi bulunmaktadır. Ölçüm ve analizi yapılacak problemin kendi özel durumuna uygun strain gage seçilerek uygulanması gerekmektedir.

Problemin durumuna göre strain gage seçimi yaparken basit ölçüm durumlarında tek strain gage kullanılabilir. Ama problemdeki gerilmeler karmaşık, şekil değişimleri kompleks durumda ise tek strain gage yeterli olmaz, birden fazla strain gagein kullanıldığı ve rozet adı verilen grup elemanlar kullanılır. Problemin kritik noktalarında ölçüm değerleri farklılıkları çoksa küçük ve fazla miktarda strain gage sensörü kullanılmalıdır.

Strain gagedeki malzemeler yapıştırıcı, yüzey malzemesi gibi diğer malzemelerle uyumlu olmalıdır. Bazı yük kancası malzemeleri üreticilerinin kullandığı malzeme ve şekil nedeniyle mutlaka uyumlu strain gage seçilmelidir [33]. Aynı zamanda başta sıcaklık olmak üzere çevre şartları ile uyumlu çalışacak strain gage sensörleri seçilmelidir. Değişken mekanik yüklerin etkisi altında ve uzun süreli problemlerde kullanılan strain gage taban malzemesi ve yapıştırıcıları kullanım ömürleri çalışma şartlarına uyumlu olarak belirlenmelidir. Bazı özel problemlerde ölçümü yapılan metalik iletken ile strain gage'in termal genleşme katsayılarının uyumlu olması gerekmektedir.

5.5.2 Terminal Seçimi

Ölçüm esnasında veya daha sonra bağlantı kablolarının hareketi ve zorlanması sonucu strain gage'in uçlarından kopmaması için strain gage uçları önce terminal adı verilen ve hemen strain gage'in yanına yapıştırılan elemana lehimlenir. Bağlantı kabloları daha sonra terminalin diğer ucuna lehimlenir. Bu şekilde kabloları gelen zorlamalar strain gage tellerine iletilmezler [29]. Terminal bazı strain gage'lere üretici tarafından hazır şekilde telleride üzerinde olmak üzere lehim ve kablo montajı hazır halde olanları probleme göre seçilebilir.

5.5.3 Sinyal Dönüştürücü

Sinyal dönüştürücüler strain gagelerden gelen analog sinyalleri dijital sinyallere dönüştürürler ve gerekli sinyal yükseltme işlemi yapan sistemlerdir. Dijital sinyallerin sayısal değere dönüştürülmesi işlemi sinyal dönüştürücü üzerine ek modül yüklenerek yapılabilmesine karşılık genellikle bilgisayarların işlemci gücü, depolama ve bağlantı özellikleri nedeniyle sinyal dönüştürücü ile uyumlu bilgisayar yazılımları ile yapılmaktadır. Şekil 5.9'da bilgisayara bağlamaya ihtiyaç duymayan bir sinyal dönüştürücü görülmektedir.



Şekil 5.9 Sinyal dönüştürücü.

Strain gagelerden gelen sinyaller dönüştürülerek sayısal gerinim değeri $\mu\epsilon$ olarak elde edilir. Elde edilen gerinim değerleri Hook yasası temel alınarak istenen gerilme değerlerine sinyal dönüştürücü ve kullanılıyorsa bilgisayar yazılımı tarafından gerçekleştirilir.

Sinyal dönüştürücüler ölçümü yapılacak problem için doğru seçilmiş strain gageler ile ve bilgisayar yazılımı ile uyumluysa güvenilir sonuçlar elde edilebilir. Strain gage'in marka ve modelinin uyumlu olması sinyal dönüştürücünün strain gage'in uzunluk, genişlik gibi özelliklerine uyumlu olmasını sağlamaktadır.

Bilgisayar yazılımı veya yazılım kullanmayan bir sinyal dönüştürücü için direkt olarak sinyal dönüştürücüye strain gage'in gage faktörü değeri ve nominal gage direnç değeri girilmelidir.

Üretici firmalar ürettikleri strain gagelerin gage faktörleri, nominal gage direnç değerleri ve strain gagein uzunluk genişlik gibi fiziksel özelliklerini belirten kodlamaları dışında ürettikleri strain gagelerin beraber kullanılacağı sinyal dönüştürücü ile uyumlu olup olmadıklarını da belirten bilgileri strain gage ile beraber katalog bilgisi olarak belirtmektedirler.



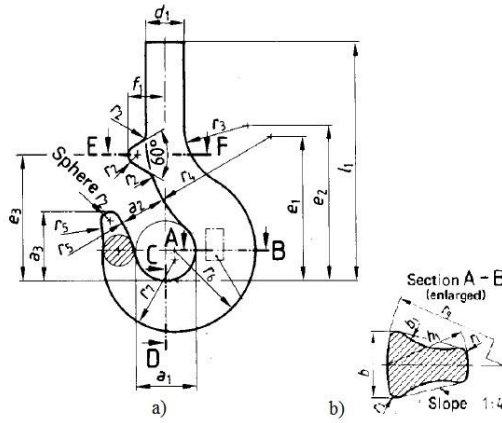


BÖLÜM 6

YAPILAN ÇALIŞMALAR

6.1 YAPILAN ÇALIŞMA ŞARTLARI

Bu çalışmada, DIN 15401 standardında 05 numaralı basit kanca analiz edilmek için seçilmiştir. Bu analizde deneysel çalışma ve teorik analizler için 50 kg, 100 kg, 200 kg, 300 kg ve 410 kg'lık yükler inceleme yapılan kancaya yüklenmiştir.



Şekil 6.1 a) DIN 15401 Basit yük kancası b) A-B kesit görünümü.

Çizelge 6.1 DIN 15401 05 numaralı kanca ölçüleri.

Birim	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	d ₁	e ₁	e ₂	e ₃	f ₁	g ₁
Değer (mm)	42	34	49	29	12	24	102	108	89	26	10,5
Birim	h ₁	h ₂	l ₁	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄	r ₅	r ₆	r ₇	r ₉
Değer (mm)	37	31	167	4	6	48	90	90	53	48	74

Gerinim ölçümü yapılan ve ölçüleri Şekil 6.1 ve Çizelge 6.1'de gösterilen DIN 15401 05 numaralı yük kancası DIN 15400 standartlarında 1Am işletme sınıfında 1000 kg kaldırma

kapasitesine göre P malzeme sınıfındadır [15 ve 19]. Kancanın malzemesi DIN 17101-17102'ye göre StE 355 olarak verilmiştir ve Çizelge 6.2'de kanca malzemesi olan StE 355 çeliğinin mekanik özellikleri görülmektedir.

DeneySEL çalışma dışındaki analitik ve nümerik hesap yöntemlerini ayrıca karşılaştırmak için kancanın kaldırma kapasitesi olan 1000 kg için de hesaplamalar yapılmıştır.

Çizelge 6.2 StE 355 mekanik özellikleri.

Kolon A	Değer	Birim
Elastisite modülü	200000	MPa
Poisson oranı	0,29	
Yoğunluk	7860	Kg/m ³
Kopma mukavemeti	654	MPa
Akma mukavemeti	355	MPa

6.2 STRAIN GAGE ÖLÇÜMLERİ

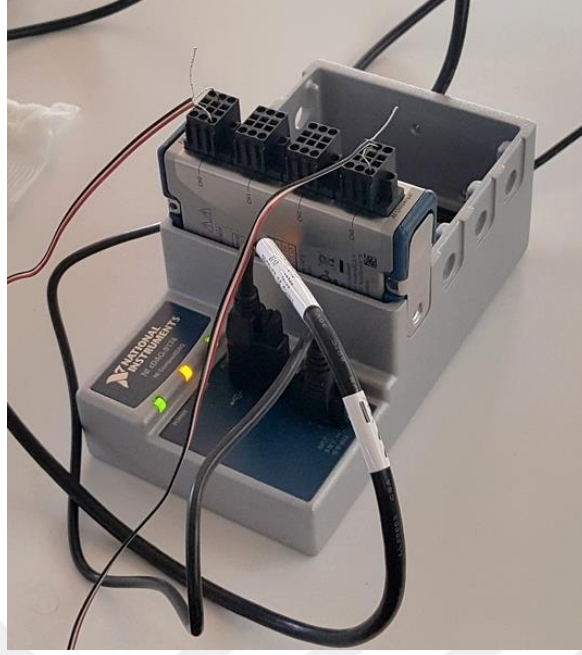
Strain gage sensörleri temas olarak yük kancasının eksenine paralel yapıştırılacak şekilde 2 adet strain gage kullanılmıştır. Şekil 6.2'de analizi yapılan kancanın strain gage sensörleri yapıştırılmamış hali görülmektedir. Bu çalışmada kullanılan 2 strain gage sensörü, kancanın eğriliğinin iç tarafına yapıştırılan sensör SGS1 (Strain Gage Sensörü 1) ve kancanın eğriliğinin dış tarafına yapıştırılan sensör SGS2 (Strain Gage Sensörü 2) olarak isimlendirilmiştir.



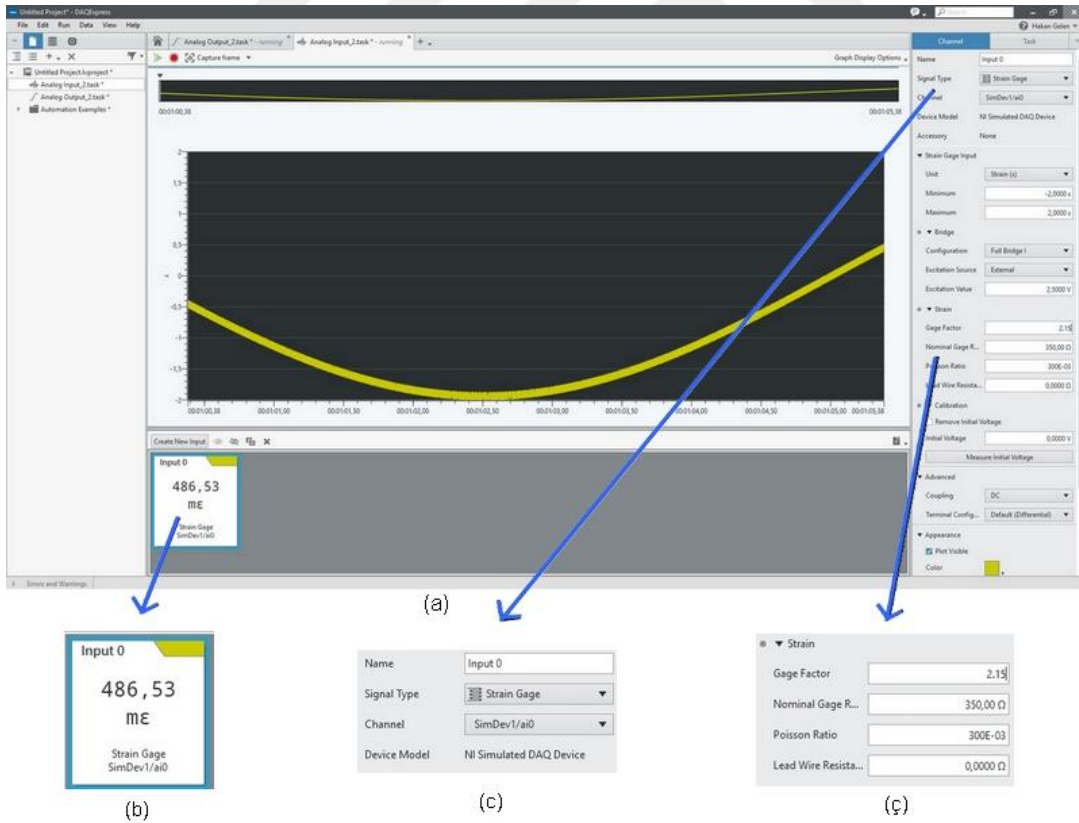
Şekil 6.2 DIN 15401 05 numaralı kancaya sensörler takılmadan önceki durumu.

6.2.1 Strain Gage Ekipmanları

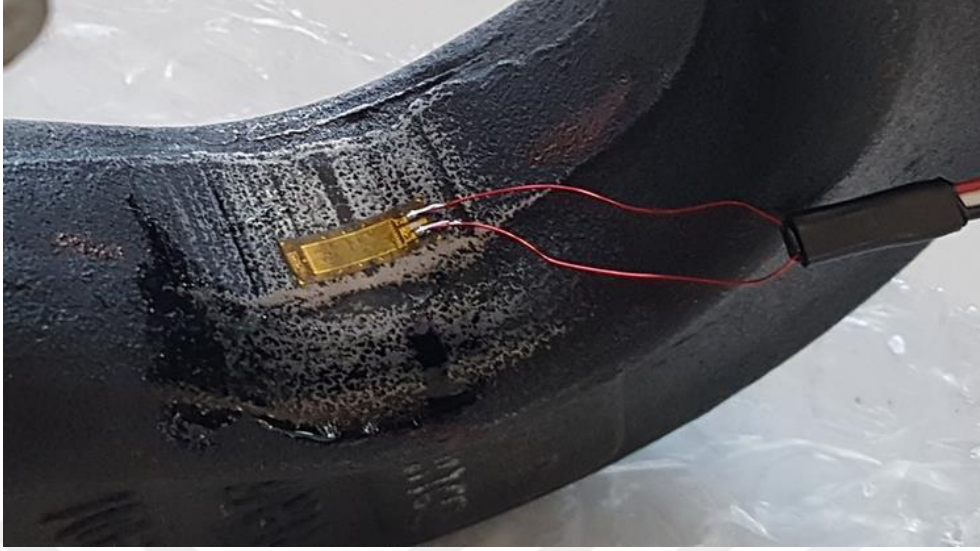
Bu çalışmada, sinyal dönüştürüyü (signal conditional) monte etmek için cDAQ-9174 CompactDAQ şase kullanılmıştır. Yazılım olarak kontrol sinyal dönüştürücü ve strain gage sensörleri ile aynı üreticinin yazılımı olan “DaqExpress” sinyal dönüştürücü ile beraber kullanılmıştır.



Şekil 6.3 NI cDAQ-9174 CompactDAQ Sinyal dönüştürücü ve şasesi.



Şekil 6.4 a) Daq Express yazılımı, b) Strain gageden alınan gerinim değeri, c) Strain gage seçim menüsü, ç) Strain gage sensörünün gage faktör ve nominal gage değerlerinin sisteme girildiği uygulama menüsü.



Şekil 6.5 Yüzeyi hazırlanarak yapıştırılması tamamlanmış strain gage sensörü (SGS1).

Öncelikle Micro Measurement strain gage sensörlerinin yapıştırılacağı kanca yüzeyi sensör kullanım talimatlarına uygun şekilde belirtilen kimyasallarla ve gazlı bez gibi araçlar kullanılarak temizlenmiştir. Daha sonra temizlenen kanca yüzeyine aynı şekilde sensör kullanım klavuzuna uygun yöntemler ve yapıştırıcılar ile yapıştırılmıştır. Micro Measurement strain gage sensörleri tellerine lehimli olarak üretildikleri için yeterli uzunlukları nedeniyle bu çalışmada tel lehimlemeye ihtiyaç duyulmamıştır. Şekil 6.3'te görülen Signal conditioner'a uygun olarak sensörler ve kabloları hazırlanmıştır. Strain gage deney ekipmanları quarter bridge olarak strain gage'e ait sensör bilgileri Quarter Bridge I olarak Şekil 6.4'teki Daq Express yazılıma girilerek uygun konfigürasyon Çizelge 6.3'deki değerlere göre Daq Express yazılımı ayarlanmıştır.

Çizelge 6.3 Deneyde kullanılan strain gagelerin sinyal dönüştürücüye girilen değerleri.

Sensör	Gage faktörü	Gage gerilimi (Ohm)
SGS 1	2,15	350
SGS 2	2,15	350

6.2.2 Strain Gage Deney Uygulaması

Strain gage sensörlerinin güvenilir olarak yapıştırılabilmesi için öncelikle deneyi yapılan kaldırma kancası bağlı olduğu portal vinç aşağı indirilerek bir masada yan yatırılır. Yük kancası masada yan yatmış durumdayken ve kancanın halatları gergin olmayacak şekildeyken yüzey temizleme işlemleri yapılır ve sensörler dikkatlice yapıştırılır Şekil 6.6'da masaya yatırılmış olan yük kancasına yapıştırılmış strain gage sensörleri, kanca eğriliğinin iç kısmında Strain gage sensörü 1 (SGS1) ve kanca eğriliğinin dış tarafında Strain gage sensörü 2 (SGS2) olmak üzere yapıştırılmıştır. Şekil 6.7 ve Şekil 6.9 b'de SGS1 tek olarak yapıştırıldığı bölge görülmektedir.

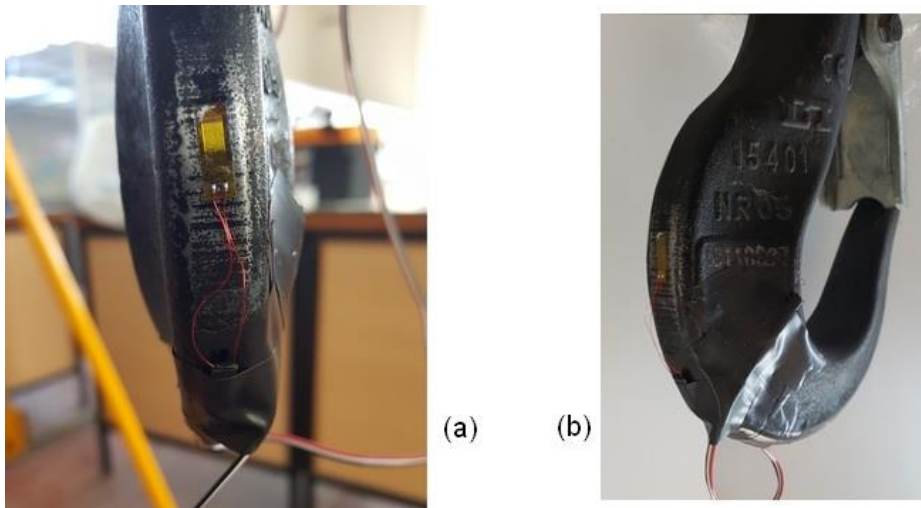


Şekil 6.6 SGS1 ve SGS2 strain gage sensörleri yapıştırılmış kanca.



Şekil 6.7 Strain gage sensörü (SGS1) yapıştırılmış kanca.

Sensörler yük kancasında maksimum ve minimum statik gerilmenin beklendiği bölgelere yapıştırılmıştır. SGS1 kaldırma kancasının eksenine paralel olarak maksimum gerilmenin olduğu kanca eğriligi iç bölgesine yapıştırılmıştır. SGS 2 ise SGS 1 ile aynı eksen ve kesitte fakat kanca eğriliginin dış tarafına yapıştırılmıştır. Şekil 6.8 ve Şekil 6.9(a)'da SGS2 çeşitli açılardan görülmektedir.



Şekil 6.8 a) Kancanın eğriliginin dış tarafına yapıştırılmış strain gage sensörünün (SGS2) karşıdan görünümü, b) Kancanın eğriliginin dış tarafına yapıştırılmış strain gage sensörünün (SGS2) çaprazdan görünümü.



(a)



(b)

Şekil 6.9 a) Strain gage sensörü 2 (SGS2) yapıştırılmış kancanın görünümü, b) Kancanın eğriliğinin iç tarafına yapıştırılmış strain gage sensörünün (SGS1) çaprazdan görünümü.



(b)

(a)

Şekil 6.10 a) Ağırlıkların strain gagelerin yapıştırıldığı kancaya asılması, b) Ağırlıklar asılı kancanın detay görünümü.

Yapıştırma proseslerinden sonra portal vinç çalıştırılarak kancaya yük asılabilecek çalışma konumuna dikkatlice getirilmiştir. Kaldırma kancasına etanol 3M sınıfı yükler sırasıyla zincir sapan grubu vasıtasıyla 50, 100, 200, 300, 410 kg olarak asılmıştır (8 etanol sınıfı). Şekil 6.10(a)'da ağırlıkların asılı olduğu halde yük kancası ve Şekil 6.10(b)'de kancanın detaylı

dırımı görülmektedir. Etanol ağırlıklar deney vincindeki kancaya sıra ile asıldıklarında SGS1 ve SGS2 sensörlerinde ölçülen değerler Daq Express yazılımında $\mu\epsilon$ birimi olarak verilmiştir. Strain gage sensörlerinde ölçülen değerler Çizelge 6.4'te görülmektedir.

Çizelge 6.4 Strain gage sensörlerinin ölçtüğü gerinim değerleri.

Ağırlık (N)	SGS 1 (Kanca maksimum gerilme noktası) ($\mu\epsilon$)	SGS 2 (Kanca minimum gerilme noktası) ($\mu\epsilon$)
490.33	30,026	-10,911
980.66	64,608	-21,708
1961.33	125,212	-46,218
2941.95	190,231	-78,812
4020.73	260,180	-100,412

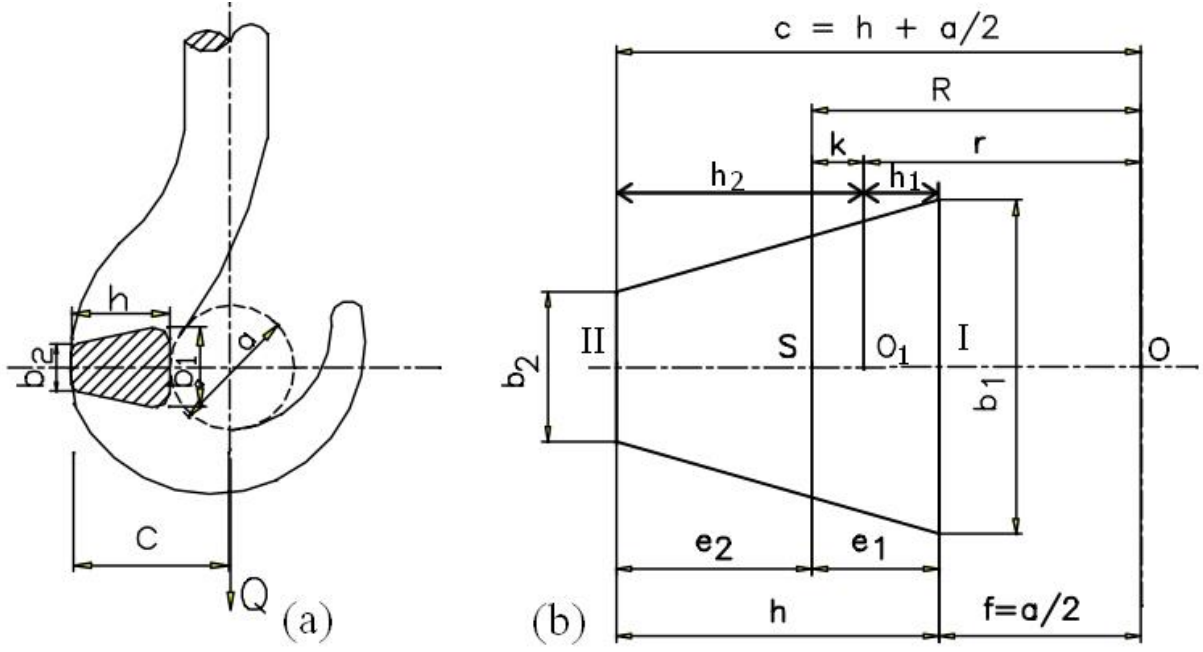
Kaldırma kancası çelik malzemeden yapılması nedeniyle yük uygulanması etkisiyle kancada oluşan gerilmeler kolaylıkla Hook kanununa göre hesaplanabilir ($\sigma = E \cdot \epsilon$). Çizelge 6.5'te SGS1 ve SGS2'den alınan değerler Hook kanunu ile hesaplanmış olarak ağırlık etkisiyle oluşan tensile stress değerleri görülmektedir.

Çizelge 6.5 Strain gage sensörlerinin ölçtüğü gerilme değerleri.

Ağırlık (N)	SGS 1 (Kanca maksimum gerilme noktası) (MPa)	SGS 2 (Kanca minimum gerilme noktası) (MPa)
490.33	6,01	-2,18
980.66	12,92	-4,34
1961.33	25,04	-9,24
2941.95	38,05	-15,76
4020.73	52,04	-20,08

6.3 ANALİTİK HESAPLAMALAR

DIN 15401 05 numaralı basit kancadan değerler Şekil 6.1 ve Çizelge 6.1'den alınarak analitik denklemlerde kullanmak için Şekil 6.11'de yerine kullanıldığında



Şekil 6.11 a) Basit eğri kanca, b) Kesit görünümü (Gerdemeli 2011).

$h=37$ mm, $b_1=29$ mm, $b_2 = 12$ mm, $a = 42$ mm, $c=58,5$ mm, $f=a/2=21$ mm

değerleri analitik denklemlerde kullanılır.

$Q_1= 50$ kg, $Q_2= 100$ kg, $Q_3= 200$ kg, $Q_4= 300$ kg, $Q_5= 410$ kg $Q_6= 1000$ kg

$Q_5 = 410$ kg = 402,073 daN = 4020,73 N

6.3.1 Yaklaşık Hesap metodu

e_1 mesafesi denklem (4.20) kullanılarak

$$e_1 = \frac{h}{3} \cdot \frac{b_1 + 2b_2}{b_1 + b_2} = \frac{3,7}{3} \times \frac{2,9 + 2 \times 1,2}{2,9 + 1,2} = 1,5943 \text{ cm} \quad (6.1)$$

$$e_2 = h - e_1 = 3,7 - 1,5943 = 2,1056 \text{ cm} \quad (6.2)$$

Kanca kesitinin atalet momentini denklem (3.19) kullanılarak

$$J = \frac{b_1^2 + 4b_1b_2 + b_2^2}{b_1 + b_2} \cdot \frac{h^3}{36} \quad (6.3)$$
$$= \frac{(2,9)^2 + 4 \cdot (2,9) \times (1,2) + (1,2)^2}{2,9 + 1,2} \times \frac{(3,7)^3}{36} = 8,1573 \text{ cm}^4$$

Mukavemet momentleri

$$W_1 = \frac{J}{e_1} = \frac{8,1573}{1,5943} = 5,1165 \text{ cm}^3 \quad (6.4)$$

$$W_2 = \frac{J}{e_2} = \frac{8,1573}{2,1056} = 3,8739 \text{ cm}^3 \quad (6.5)$$

Kritik kesit alanı hesaplanırsa

$$A = h \cdot \frac{b_1 + b_2}{2} = 3,7 \times \frac{2,9 + 1,2}{2} = 7,585 \text{ cm}^2 \quad (6.6)$$

Kancaya asılan farklı ağırlıklar için hesaplama ayrı ayrı yapılır

Eğilme momentleri

$$M_{eğ(Yak.Hes.50Kg)} = Q \cdot r = Q \cdot \left(\frac{a}{2} + e_1 \right) = 490,33 \times \left(\frac{2,1}{2} + 1,5943 \right) \quad (6.7)$$
$$= 181,14 \text{ daN/cm} = 1811,4 \text{ N.cm}$$

$$M_{eğ(Yak.Hes.100Kg)} = Q \cdot r = Q \cdot \left(\frac{a}{2} + e_1 \right) = 980,66 \times \left(\frac{2,1}{2} + 1,5943 \right) \quad (6.8)$$
$$= 362,29 \text{ daN/cm} = 3622,9 \text{ N.cm}$$

$$M_{e\ddot{g}}(Yak.Hes.200Kg) = Q \cdot r = Q \cdot \left(\frac{a}{2} + e_1 \right) = 1961,33 \times \left(\frac{2,1}{2} + 1,5943 \right) \quad (6.9)$$

$$= 724,57 \text{ daN/cm} = 7245,7 \text{ N.cm}$$

$$M_{e\ddot{g}}(Yak.Hes.300Kg) = Q \cdot r = Q \cdot \left(\frac{a}{2} + e_1 \right) = 2941,65 \times \left(\frac{2,1}{2} + 1,5943 \right) \quad (6.10)$$

$$= 1086,86 \text{ daN/cm} = 10868,6 \text{ N.cm}$$

$$M_{e\ddot{g}}(Yak.Hes.410Kg) = Q \cdot r = Q \cdot \left(\frac{a}{2} + e_1 \right) = 4020,73 \times \left(\frac{2,1}{2} + 1,5943 \right) \quad (6.11)$$

$$= 1485,38 \text{ daN/cm} = 14853,8 \text{ N.cm}$$

$$M_{e\ddot{g}}(Yak.Hes.1000Kg) = Q \cdot r = Q \cdot \left(\frac{a}{2} + e_1 \right) = 9806,65 \times \left(\frac{2,1}{2} + 1,5943 \right) \quad (6.12)$$

$$= 3622,88 \text{ daN/cm} = 36228,8 \text{ N.cm}$$

I Noktasında oluşan maksimum gerilme (6.22) denklemi kullanılarak

$$\sigma_{I(Yak.Hes.50Kg)} = \frac{M_{e\ddot{g}}}{W_1} + \frac{Q}{A} = \frac{181,14}{5,1165} + \frac{490,33}{7,585} = 41,86 \text{ daN/cm}^2 \quad (6.13)$$

$$= 4,186 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{I(Yak.Hes.100Kg)} = \frac{M_{e\ddot{g}}}{W_1} + \frac{Q}{A} = \frac{362,29}{5,1165} + \frac{980,66}{7,585} = 83,73 \text{ daN/cm}^2 \quad (6.14)$$

$$= 8,373 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{I(Yak.Hes.200Kg)} = \frac{M_{e\ddot{g}}}{W_1} + \frac{Q}{A} = \frac{724,57}{5,1165} + \frac{1961,33}{7,585} = 167,47 \text{ daN/cm}^2 \quad (6.15)$$

$$= 16,747 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{I(Yak.Hes.300Kg)} &= \frac{M_{e\ddot{g}}}{W_1} + \frac{Q}{A} = \frac{1086,86}{5,1165} + \frac{2941,65}{7,585} = 251,21 \text{ daN/cm}^2 \\ &= 25,121 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (6.16)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{I(Yak.Hes.410Kg)} &= \frac{M_{e\ddot{g}}}{W_1} + \frac{Q}{A} = \frac{1485,38}{5,1165} + \frac{4020,73}{7,585} = 343,32 \text{ daN/cm}^2 \\ &= 34,332 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (6.17)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{I(Yak.Hes.1000Kg)} &= \frac{M_{e\ddot{g}}}{W_1} + \frac{Q}{A} = \frac{3622,88}{5,1165} + \frac{9806,65}{7,585} = 837,36 \text{ daN/cm}^2 \\ &= 83,736 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (6.18)$$

II Noktasında oluşan minimum gerilme (6.23) denklemi kullanılarak

$$\begin{aligned}\sigma_{II(Yak.Hes.50Kg)} &= \frac{-M_{e\ddot{g}}}{W_2} + \frac{Q}{A} = \frac{-181,14}{3,8739} + \frac{490,33}{7,585} = -40,295 \text{ daN/cm}^2 \\ &= -4,0295 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (6.19)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{II(Yak.Hes.100Kg)} &= \frac{-M_{e\ddot{g}}}{W_2} + \frac{Q}{A} = \frac{-362,29}{3,8739} + \frac{980,66}{7,585} = -80,59 \text{ daN/cm}^2 \\ &= -8,059 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (6.20)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{II(Yak.Hes.200Kg)} &= \frac{-M_{e\ddot{g}}}{W_2} + \frac{Q}{A} = \frac{-724,57}{3,8739} + \frac{1961,33}{7,585} = -161,180 \text{ daN/cm}^2 \\ &= -16,180 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (6.21)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{II(Yak.Hes.300Kg)} &= \frac{-M_{e\ddot{g}}}{W_2} + \frac{Q}{A} = \frac{-1086,86}{3,8739} + \frac{2941,65}{7,585} = -241,77 \text{ daN/cm}^2 \\ &= -24,177 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (6.22)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{II(Yak.Hes.410Kg)} &= \frac{-M_{e\ddot{g}}}{W_2} + \frac{Q}{A} = \frac{1485,38}{3,8739} + \frac{4020,73}{7,585} = -330,42 \text{ daN/cm}^2 \\ &= -33,042 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (6.23)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{II(Yak.Hes.1000Kg)} &= \frac{-M_{e\ddot{g}}}{W_2} + \frac{Q}{A} = \frac{3622,88}{3,8739} + \frac{9806,65}{7,585} = -805,90 \text{ daN/cm}^2 \\ &= -80,590 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (6.24)$$

değerleri kancaya asılan ağırlıklar için elde edilmiştir. Yaklaşık hesap metodu ile 05 numaralı basit kanca değerleri kullanılarak 50 Kg, 100 Kg, 200 Kg, 300, 410 Kg ve 1000 Kg ağırlıklar uygulanarak hesaplanan değerler Çizelge 6.6'da görülmektedir.

Çizelge 6.6 Yaklaşık hesap metoduyla kancada gerilim hesap sonuçları.

Ağırlık (N)	Kanca maksimum gerilme değerleri (MPa)	Kanca minimum gerilme değerleri (MPa)
490.33	4,186	-4,029
980.66	8,373	-8,059
1961.33	16,747	-16,180
2941.95	25,121	-24,177
4020.73	34,332	-33,042
9806,66	83,736	-80,590

6.3.2 Kesin Hesap Metodu

Kanca kesitinin Şekil 6.11'deki değerler verileri alınarak hesaplama başlanılır:

$$h=37 \text{ mm}, b_1=29 \text{ mm}, b_2 = 12 \text{ mm}, a = 42 \text{ mm}, c=58,5 \text{ mm}, f=a/2=21 \text{ mm}$$

Öncelikle kesit alanı (3.42) ve tarafsız eksenin konumu (3.43) denkleminde hesaplanırsa

$$r = \frac{A}{\frac{b_1 \cdot c - b_2 \cdot f}{c - f} \cdot \ln \frac{c}{f} - (b_1 - b_2)} \quad (6.25)$$

$$= \frac{7,585}{\frac{2,9 \times 5,85 - 1,2 \times 2,1}{5,85 - 2,1} \times \ln \frac{5,85}{f} - (2,9 - 1,2)} = 3,4205 \text{ cm}$$

$$e_1 = \frac{h}{3} \cdot \frac{b_1 + 2b_2}{b_1 + b_2} = \frac{3,7}{3} \times \frac{2,9 + 2 \cdot 1,2}{2,9 + 1,2} = 1,5943 \text{ cm} \quad (6.26)$$

$$e_2 = h - e_1 = 3,7 - 1,5943 = 2,1057 \text{ cm} \quad (6.27)$$

$$R = f + e_1 = 2,1 + 1,5943 = 3,6943 \text{ cm ve } k = R - r = 3,6943 - 3,4205 = 0,2738 \text{ cm} \quad (6.28)$$

Kesitin I ve II noktasındaki gerilmeler

$$h_1 = e_1 - k = 1,5943 - 0,2738 = 1,3205 \text{ cm ve } h_2 = e_2 + k = 2,1057 + 0,2738 = 2,3795 \text{ cm} \quad (6.29)$$

Kancaya uygulanan ağırlıklar için 50 kg dan 1000 kg'a sırayla hesaplamalar yapılır

Uygulanan dört farklı ağırlık için eğilme momentleri

$$M_{eğ(Kes.Hes.50Kg)} = Q \cdot r = Q \cdot \left(\frac{a}{2} + e_1 \right) = 490,33 \times \left(\frac{2,1}{2} + 1,5943 \right) \quad (6.30)$$

$$= 181,14 \text{ daN} \cdot \text{cm} = 1811,4 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

$$M_{eğ(Kes.Hes.100Kg)} = Q \cdot r = Q \cdot \left(\frac{a}{2} + e_1 \right) = 980,66 \times \left(\frac{2,1}{2} + 1,5943 \right) \quad (6.31)$$

$$= 362,29 \text{ daN} \cdot \text{cm} = 3622,9 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

$$M_{e\ddot{g}}(Kes.Hes.200Kg) = Q \cdot r = Q \cdot \left(\frac{a}{2} + e_1 \right) = 1961,33 \times \left(\frac{2,1}{2} + 1,5943 \right) \quad (7.32)$$

$$= 724,57 \text{ daN} \cdot \text{cm} = 7245,7 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

$$M_{e\ddot{g}}(Kes.Hes.300Kg) = Q \cdot r = Q \cdot \left(\frac{a}{2} + e_1 \right) = 2941,65 \times \left(\frac{2,1}{2} + 1,5943 \right) \quad (6.33)$$

$$= 1086,86 \text{ daN} \cdot \text{cm} = 10868,6 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

$$M_{e\ddot{g}}(Kes.Hes.410Kg) = Q \cdot r = Q \cdot \left(\frac{a}{2} + e_1 \right) = 4020,73 \times \left(\frac{2,1}{2} + 1,5943 \right) \quad (6.34)$$

$$= 1485,38 \text{ daN} \cdot \text{cm} = 14853,8 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

$$M_{e\ddot{g}}(Kes.Hes.1000Kg) = Q \cdot r = Q \cdot \left(\frac{a}{2} + e_1 \right) = 9806,65 \times \left(\frac{2,1}{2} + 1,5943 \right) \quad (6.35)$$

$$= 3622,88 \text{ daN} \cdot \text{cm} = 36228,8 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

Kanca kesitinin I noktasında (iç tarafındaki maksimum) çekme gerilmesi (3.38) denkleminde

$$\sigma_{I(Kes.Hes.50Kg)} = \frac{M \cdot h_1}{A \cdot k \cdot f} + \frac{Q}{A} = \frac{181,14 \times 1,3205}{7,585 \times 0,2738 \times 2,1} + \frac{490,33}{7,585} = 61,32 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \quad (6.36)$$

$$= 6,132 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{I(Kes.Hes.100Kg)} = \frac{M \cdot h_1}{A \cdot k \cdot f} + \frac{Q}{A} = \frac{362,29 \times 1,3205}{7,585 \times 0,2738 \times 2,1} + \frac{980,66}{7,585} = 122,64 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \quad (6.37)$$

$$= 12,264 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{I(Kes.Hes.200Kg)} = \frac{M \cdot h_1}{A \cdot k \cdot f} + \frac{Q}{A} = \frac{724,57 \times 1,3205}{7,585 \times 0,2738 \times 2,1} + \frac{1961,33}{7,585} \quad (6.38)$$

$$= 245,27 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} = 24,527 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{I(Kes.Hes.300Kg)} &= \frac{M \cdot h_1}{A \cdot k \cdot f} + \frac{Q}{A} = \frac{1086,86 \times 1,3205}{7,585 \times 0,2738 \times 2,1} + \frac{2941,65}{7,585} \\ &= 367,910 \frac{daN}{cm^2} = 36,791 MPa\end{aligned}\quad (6.39)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{I(Kes.Hes.410Kg)} &= \frac{M \cdot h_1}{A \cdot k \cdot f} + \frac{Q}{A} = \frac{1485,38 \times 1,3205}{7,585 \times 0,2738 \times 2,1} + \frac{4020,73}{7,585} \\ &= 502,82 \frac{daN}{cm^2} = 50,282 MPa\end{aligned}\quad (6.40)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{I(Kes.Hes.1000Kg)} &= \frac{M \cdot h_1}{A \cdot k \cdot f} + \frac{Q}{A} = \frac{3622,88 \times 1,3205}{7,585 \times 0,2738 \times 2,1} + \frac{9806,65}{7,585} \\ &= 1226,40 \frac{daN}{cm^2} = 122,64 MPa\end{aligned}\quad (6.41)$$

Kanca kesitinin II noktasında (dış kenardaki minimum) basıç gerilmesi (3.38) denkleminde

$$\begin{aligned}\sigma_{II(Kes.Hes.50Kg)} &= -\frac{M \cdot h_2}{A \cdot k \cdot c} + \frac{Q}{A} = -\frac{181,14 \times 2,3795}{7,585 \times 0,2738 \times 5,85} + \frac{490,33}{7,585} \\ &= -29,01 \frac{daN}{cm^2} = -2,901 MPa\end{aligned}\quad (6.42)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{II(Kes.Hes.100Kg)} &= -\frac{M \cdot h_2}{A \cdot k \cdot c} + \frac{Q}{A} = -\frac{362,29 \times 2,3795}{7,585 \times 0,2738 \times 5,85} + \frac{980,66}{7,585} \\ &= -58,03 \frac{daN}{cm^2} = -5,803 MPa\end{aligned}\quad (6.43)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{II(Kes.Hes.200Kg)} &= -\frac{M \cdot h_2}{A \cdot k \cdot c} + \frac{Q}{A} = -\frac{724,57 \times 2,3795}{7,585 \times 0,2738 \times 5,85} + \frac{1961,33}{7,585} \\ &= -116,07 \frac{daN}{cm^2} = -11,607 MPa\end{aligned}\quad (6.44)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{II(Kes.Hes.300Kg)} &= -\frac{M \cdot h_2}{A \cdot k \cdot c} + \frac{Q}{A} = -\frac{1086,86 \times 2,3795}{7,585 \times 0,2738 \times 5,85} + \frac{2941,65}{7,585} \\ &= -174,10 \frac{daN}{cm^2} = -17,410 MPa\end{aligned}\quad (6.45)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{II(Kes.Hes.410Kg)} &= -\frac{M \cdot h_2}{A \cdot k \cdot c} + \frac{Q}{A} = -\frac{1485,38 \times 2,3795}{7,585 \times 0,2738 \times 5,85} + \frac{4020,73}{7,585} \\ &= -237,94 \frac{daN}{cm^2} = -23,794 MPa\end{aligned}\quad (6.46)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{II(Kes.Hes.1000Kg)} &= -\frac{M \cdot h_2}{A \cdot k \cdot c} + \frac{Q}{A} = -\frac{3622,88 \times 2,3795}{7,585 \times 0,2738 \times 5,85} + \frac{9806,65}{7,585} \\ &= -580,35 \frac{daN}{cm^2} = -58,035 MPa\end{aligned}\quad (6.47)$$

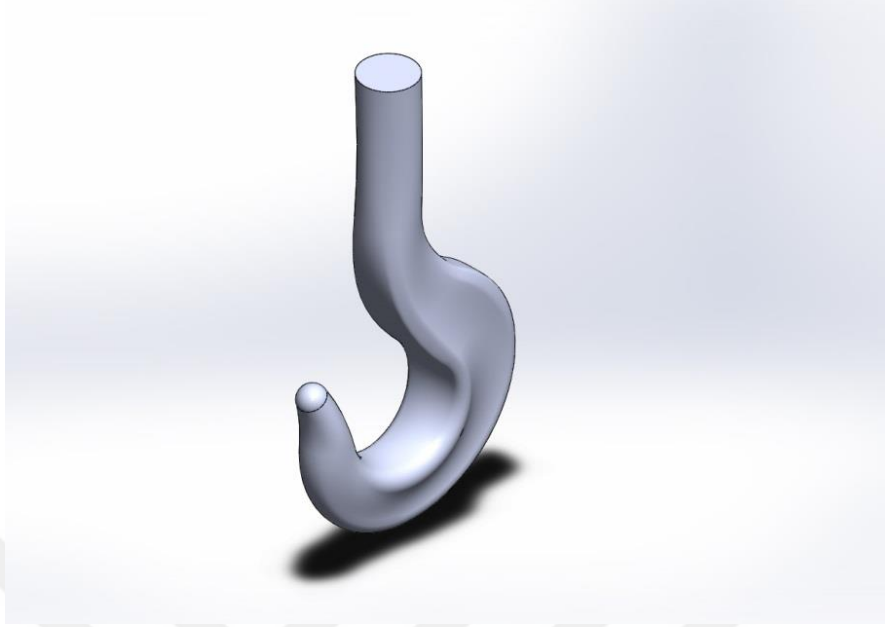
değerleri elde edilmiştir. Çizelge 6.7’de kesin hesap metodu ile 50 kg, 100 kg, 200 kg, 300 kg, 410 kg ve 1000 kg ağırlıklar uygulanarak kancadaki sonuçlar verilmiştir.

Çizelge 6.7 Kesin hesap metoduyla kancada gerilim hesap sonuçları.

Ağırlık (N)	Kanca maksimum gerilme değerleri (MPa)	Kanca minimum gerilme değerleri (MPa)
490.33	6,132	-2,901
980.66	12,264	-5,803
1961.33	24,527	-11,607
2941.95	36,791	-17,410
4020.73	50,282	-23,794
9806,66	122,64	-58,035

6.4 SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

Bilgisayar ortamında sonlu elemanlar analizi yapmak için öncelikle analizi yapılacak parçanın bilgisayar ortamında sayısal modellemesi yapılmalıdır. Bu çalışmada analizi yapılan kanca Solidworks 2016 yazılımında modellenmiştir. Şekil 6.12’de Solidworks’te modellenmesi yapılmış kanca görülmektedir.

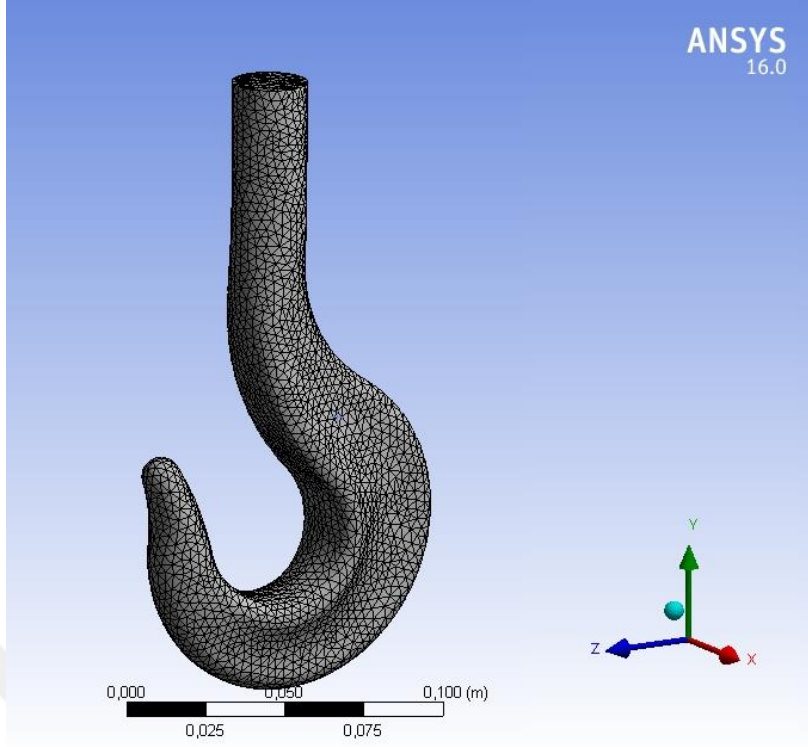


Şekil 6.12 Yük kancasının katı modeli.

Solidworks yazılımı sonlu elemanlar analizi yazılımları ile ve özellikle de Ansys Workbench sonlu elemanlar yazılımı ile güvenilir ve uyumlu olarak sayısal modelleme yapması nedeniyle bilimsel araştırmalarda tercih edilmektedir.

6.4.1 Sınır Şartları

Ansys Workbench 16 sonlu elemanlar analiz yazılımı ile bu çalışmada yük kancası analiz edilmiştir. Sonlu elemanlar analizinde 10 düğüm ve 10 bağlantı noktasına sahip tetrahedron sonlu elemanlar Ansys Workbench yazılımında kullanılmıştır. Tetrahedron sonlu elemanlar yapısal analizlerde sıklıkla tercih edilmektedir. Ansys yazılımı DIN 15401 05 numaralı kancayı 70650 düğüm ve 48027 adet elemana bölerek statik gerilme analizi aşamasına geçilmiştir. Şekil 6.13'te meshleme işlemi yapılarak sonlu elemanlara ayrılmış kanca görülmektedir.

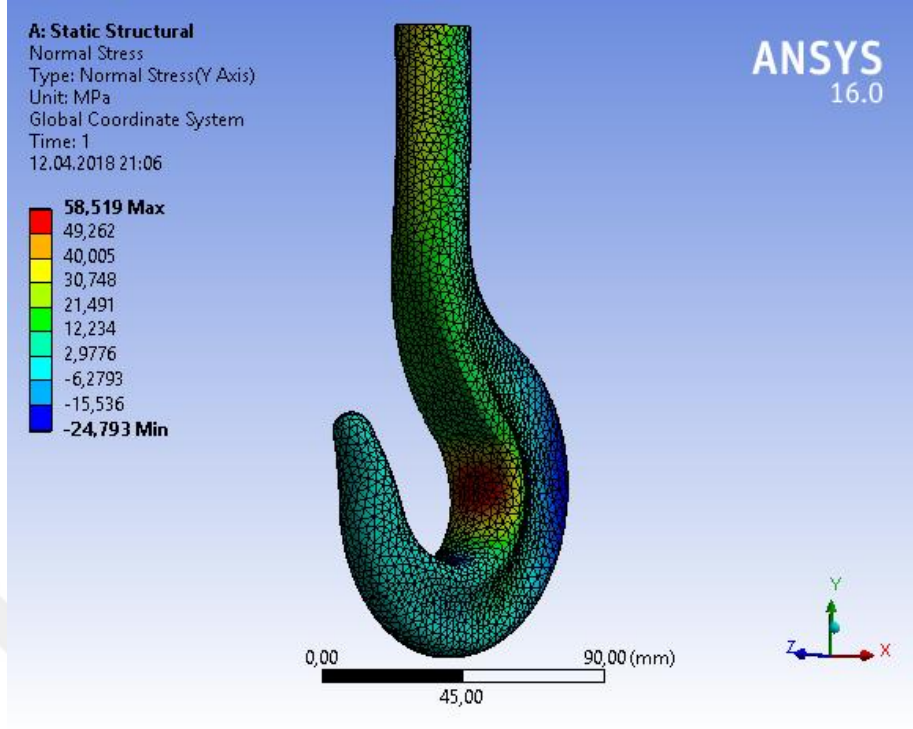


Şekil 6.13 Meshlenmiş yük kancası.

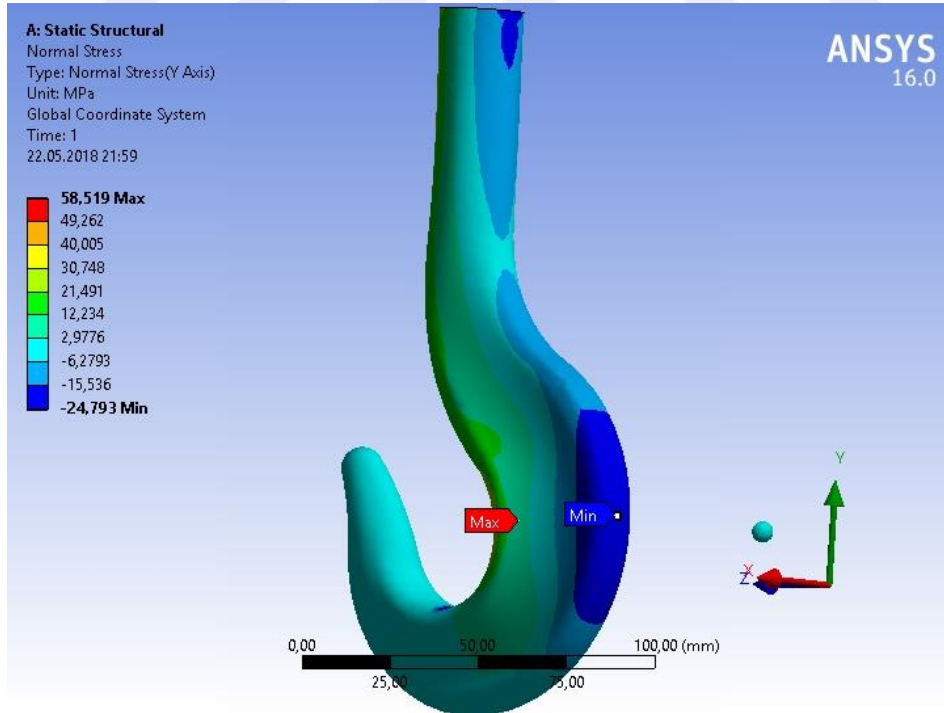
Ansysis yazılımına aktarılan basit kancaya Çizelge 6.2'deki malzeme özellikleri tanımlanmıştır. Yapılan analizde kanca silindirik yapıdaki sap gövdesinin üst kısmındaki yüzeyinden sabitlenmiştir. Ağırlıkların kancaya temas ettiği yüzeysel alan ile deneysel çalışmada kancaya yüklerin takıldığı alan aynıdır ve kancanın iç eğik kısmında Şekil 6.1'deki a_1 dairesinin alt kısmına teğet olacak şekilde $223,76 \text{ mm}^2$ lik bir alana ağırlıklar temas ederek uygulanmıştır.

6.4.2 Ansys Sonlu Elemanlar Uygulaması

Ansysis Workbench yazılımına sınır şartları girildikten sonra 410 kg ve diğer ağırlıklar için sıra ile uygulanmış ve analiz çözümlenmeleri yapılmıştır. Şekil 6.14 ve Şekil 6.15'te 410 kg için sonlu elemanlar maksimum ve minimum gerilimleri ve gerilim dağılımı görülmektedir.



Şekil 6.14 Sonlu elemanlar yöntemi ile 410 kg yüklenmiş kancadan gerilim dağılımı.



Şekil 6.15 Sonlu elemanlar yöntemi ile 410 kg yüklenmiş kancadan gerilim dağılımının arka çaprazdan görünümü.

410 kg için Sonlu elemanlar analiz sonuçları diğer ağırlıklar olan 50 kg, 100 kg, 200 kg ve 300 kg'lık ağırlıkların analiz sonuçları ve DIN 15401 05 numaralı kancanın maksimum çalışma ağırlığı olan 1000 kg için elde edilen sonuçlar Çizelge 6.8'de görülmektedir.

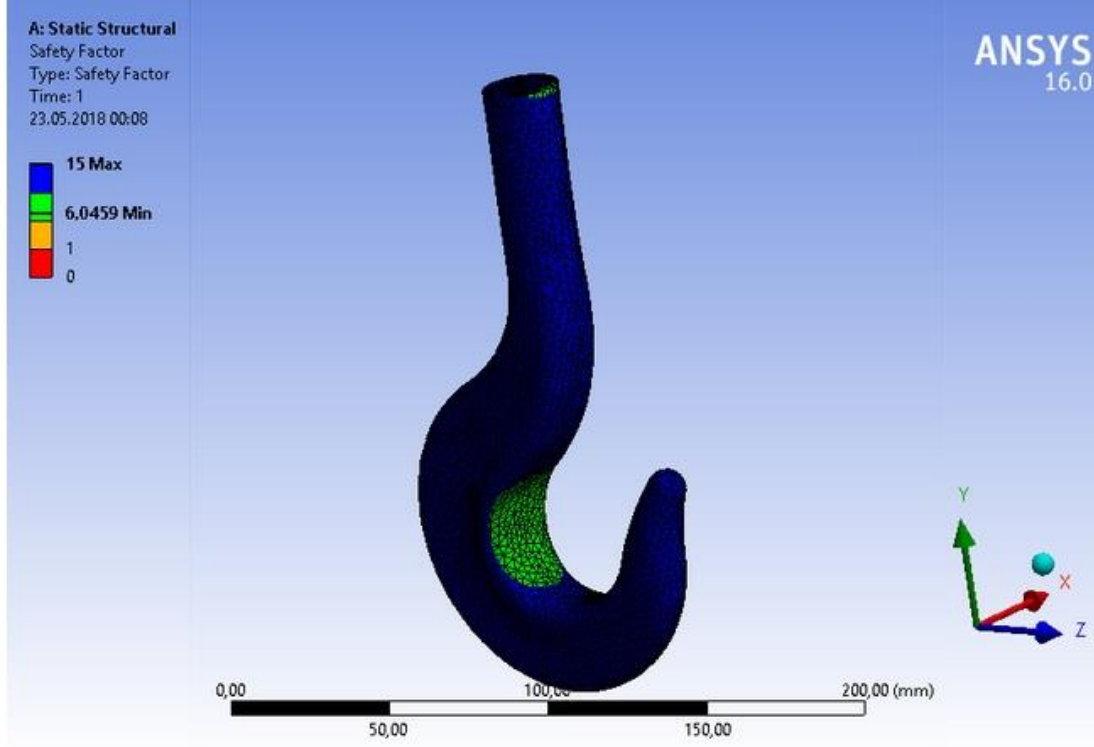
Çizelge 6.8 Sonlu elemanlar yöntemiyle kancada gerilim hesap sonuçları.

Ağırlık (N)	Kanca maksimum gerilme değerleri (MPa)	Kanca minimum gerilme değerleri (MPa)
490.33	7,13	-3,02
980.66	14,27	-6,04
1961.33	28,54	-12,07
2941.95	42,82	-18,12
4020.73	58,52	-24,79
9806,66	142,73	-60,47

Ansys ile yapılan sonlu elemanlar analizi ile emniyet katsayıları da tespit edilmiştir. Şekil 6.16'da 410 kg ağırlık uygulanmış kancanın emniyet katsayısı ve dağılımının Ansys yazılımı tarafından verilen resmi görülmektedir. Çizelge 6.9'da kancada emniyet katsayı dağılımı gösterilmiştir ve kancanın maksimum çalışma ağırlığı olan 1000 Kg'da emniyet katsayısının 2 değerini geçtiği böylece SEY ile de elde güvenilir bir sonuca ulaşıldığı Çizelge 6.9'da görülmektedir.

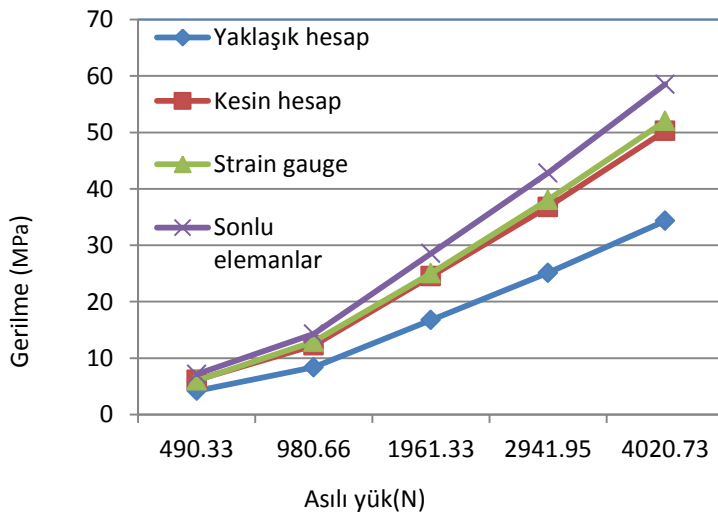
Çizelge 6.9 Sonlu elemanlar analizine göre kancada emniyet katsayıları.

Ağırlık (N)	Kanca maksimum gerilme değerleri (MPa)
490.33	15+
980.66	15+
1961.33	12,27
2941.95	8,18
4020.73	6,04
9806,66	2,48

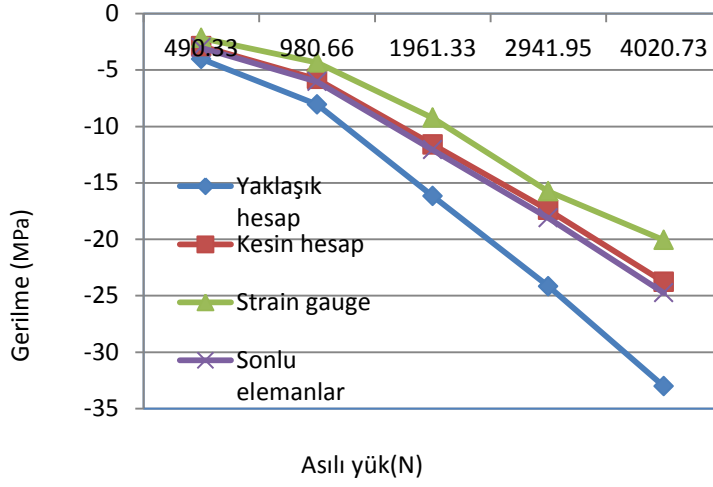


Şekil 6.16 Sonlu elemanlar yöntemi ile 410 kg yüklenmiş kanca emniyet katsayısı dağılımı.

Bu çalışmada kullanılan yaklaşık hesap, kesin hesap, sonlu elemanlar yöntemi ve strain gage deneyleri ile elde edilen değerler kancanın iç kısmında oluşan maksimum gerilmeler için Şekil 6.17’de görülmektedir.



Şekil 6.17 Kancada maksimum gerilmenin olduğu noktada analitik hesap yöntemleri sonuçları, sonlu elemanlar yöntemi sonuçları ve strain gage ölçümleri.



Şekil 6.18 Kancada minimum gerilmenin olduğu noktada analitik hesap yöntemleri sonuçları, sonlu elemanlar yöntemi sonuçları ve strain gage ölçümleri.

İncelemesi yapılan yük kancasında minimum gerilmelerin olduğu kanca eğriliğinin dış noktasında oluşan gerilmeler yaklaşık hesap, kesin hesap, sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplanmış ve strain gage ölçümleri ile elde edilen değerler Şekil 6.18’de kıyaslama yapmak için görülmektedir.



BÖLÜM 7

SONUÇLAR

Bu çalışmada yük kancasında kaldırılan yüke bağlı meydana gelen gerilmeler analitik yöntemler ve sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilmiş ve strain gage ölçümleri yapılarak gerçek durum ile karşılaştırılarak incelenmiştir. Strain gage deneyleri, diğer analitik ve sonlu elemanlar yöntemi ile aynı şartlarda gerçekleştirilerek doğrulama ve aralarında oluşan gerilim farkları yorumlanmıştır.

Analitik hesaplama yöntemleri olarak yaklaşık hesap metodu ve kesin hesap metodu kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır. Farklı kabullere dayanan bu analitik hesap metodlarının eğri eksenli yapıdaki yük kancalarında gerilim hesaplamaları, SEY hesaplamaları ile strain gage deneyleri yapılarak aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

Analizi yapılan basit kancanın iç tarafındaki eğriliğin maksimum olduğu noktada yaklaşık hesap, kesin hesap, sonlu elemanlar ve SGS1 strain gage gerilim değerleri farklılık göstermektedir. İlk dikkat çeken yaklaşık hesap metodu diğer yöntemlerden daha farklı sonuçlar vermiştir. Basit yük kancası 410 kg yükte yaklaşık hesap metodu SGS1'den %34,02 daha düşük gerilim değeri elde edilmektedir. 50 kg, 100 kg, 200 kg ve 300 kg yüklerde de SGS1 ile fark yaklaşık olarak aynıdır ve %30,28-35,21 arasında değişmektedir. Kesin hesap metodu ise SGS1 ile oldukça yakın sonuçlar vermiştir. 410 kg yükte %3,37 sonuç farkı ortaya çıkmıştır. Diğer yüklerde de bu fark yaklaşık olarak aynı orandadır. Basit kancanın 410 kg yüklenmesi durumunda sonlu elemanlar yöntemi ile SGS1 arasındaki maksimum statik gerilme değeri farkı %12,45'dir. Diğer teorik yöntemlerin aksine sonlu elemanlar ile elde edilen sonuçlar SGS1'den yüksek çıkmıştır, diğer yöntem sonuçları yakın olsalar bile SGS1'den düşüktürler.

Kancanın eğriliğinin iç konkav tarafında oluşan maksimum statik gerilmenin olduğu yatay kesitte bulunan fakat bu kesitin konveks tarafın en dış noktasında oluşan gerilim negatif olduğu için teorik metod sonuçları SGS2'den daha düşük çıkmışlardır. Minimum gerilmenin

oluştugu bu noktada yine ilk dikkati çeken yaklaşık hesap metodunun SGS2'den ve diğer yöntemlerden oldukça farklı olmasıdır. Önemli bir bulgu olarak 410 kg yüklenme durumunda yaklaşık hesap SGS2'den %39,22 daha düşük çıkmıştır. Diğer yüklerde de aradaki fark %42,01-45,89 arasında değişmektedir. Kesin hesap sonuçları ise kancanın eksenine paralel olarak konkav tarafına yapıştırılan SGS2 arasındaki fark 410 kg yük için %15,60'dır. SGS2 ile SEY de oldukça yakın sonuçlar vermiştir ve kancadaki 410 kg yüklenme durumunda aradaki fark %18,89 olmuştur.

Yapılan deney ve hesaplama yöntemleri analizi ile bazı önemli sonuçlara ulaşılmıştır.

Yaklaşık hesap metodu deneysel çalışma ve diğer yöntemlerden çok farklı sonuç vermektedir. Bunun nedenleri kanca kesitinin şeklinin bu yöntem için karmaşık yapıda olması ve ihmal edilen tarafsız eksenin kanca kesitinin yapısı nedeniyle ihmal edilemez olmasıdır. Kancanın kesit genişliği ile tarafsız eksen yarıçapı oranı 1/10 ve küçük olması durumunda yöntem % 3 ve daha az hatalı sonuçlar vermektedir. Kullanılan yük kancasında kesit genişliği ile tarafsız eksen yarıçapı oranı büyük olması nedeniyle yaklaşık hesap yönteminin büyük oranda hatalı sonuç vermektedir. Basit yük kancalarının gerilim hesabında yaklaşık hesap metodu güvenilir değildir.

Sonlu elemanlar metodu ile starin gage deneysel sonuçları arasında elde edilen sonuçların birbirine yakın olduğu tespit edilmiştir. Aradaki farklar sonlu elemanlar yöntemindeki mesh yapıları ve ölçülerinden kaynaklanmaktadır. Özel ve farklı bölgesel meshleme yöntemleri ve farklı ölçüler kullanılarak deneysel analizler ile sonlu elemanlar arasındaki az olan fark daha da azaltılabilir.

Kesin hesap metodu sonuçları ile strain gage deneyi arasındaki sonlu elemanlar kadar az olmasa bile oldukça yakındır. Yük kancaları ve benzer yapıdaki değişken kesitli eğri yapıya sahip elemanların gerilme analizi problemlerinde kesin hesap metodu güvenilir olarak kullanılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Manee-ngam A, Saisirirat P and Suwankan P** (2017) Hook Design Loading by The Optimization Method With Weighted Factors Rating Method. *2017 International Conference on Alternative Energy in Developing Countries and Emerging Economies*, 2017 AEDCEE, Bangkok, Thailand, 25-26 May 2017.
- [2] **Timoshenko S** (1965) *Cisimlerin Mukavemeti Kısım II*. Berksoy Matbaası, İstanbul, 25-187.
- [3] **Popov E P** (1976) *Mukavemet Katı Cisimlerin Mekanikine Giriş*. Çağlayan Kitabevi, İstanbul, 76-192.
- [4] **Gerdemeli İ ve İmrak C E** (1994) Eğri Eksenli Çubuk Olarak Kancaların Bilgisayar Yardımıyla Tasarımı. *6.Uluslararası Makina Tasarım ve İmalat Kongresi ODTÜ*, Ankara, 21-23 Eylül 1994, 443-452.
- [5] **Yıldırğan T** (1999) Eğri Eksenli Çubuk Kancanın Bilgisayar Yardımı ile Tasarımı. *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 112 s.
- [6] **İmrak C E** (1999) Bilgisayar Destekli Tasarımda Sentetik Eğriler ve Kanca Çizimi. *Yıldız Teknik Üniversitesi Dergisi*, 1999-4, 213-222.
- [7] **İmrak C E, Gerdemeli İ ve Özkırım M** Bilgisayar Destekli Basit Kanca Gerilme Analizi. 9. Uluslararası Makina Tasarım ve İmalat Kongresi, ODTÜ, 3-15 Eylül, Ankara, 2000, 253-262.
- [8] **Arslan N, Kaman M O ve Arslan N** (2000) Yük Kancasının Elasto-Plastik Davranışı, *Mühendis ve Makina*, Cilt 42, Sayı 502, 2000, 23-30.
- [9] **Ayhan E** (2003) Kanca Yüzeyi Geometrisinin Sentetik Eğriler İle Modellenmesi ve Optimizasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 171 s.
- [10] **İmrak C E, Gerdemeli İ ve Fetvacı M C** (2005) Yük Kancasının Eğri Eksenli Çubuk Olarak Gerilme Analizi. *J. Fac. Eng. Arch. Gazi Univ.*, Vol 20, No 2, Ankara, 217-223.
- [11] **Petit J, Davidson D L, Suresh S and Rabbe P** (1998) *Fatigue Crack Growth under Variable Amplitude Loading*. Springer Publisher, New York.
- [12] **Alpay O ve Azeloğlu, O** (2009) Yük Kancasındaki Gerilmelerin Farkli Metotlarla İncelenmesi ve Gerilme Dağılımının Fotoelastisite Deneyi ile Doğrulanması. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, Cilt: 6, No: 4, 71-79.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [13] **Uddanwadiker R** (2011) Stress Analysis of Crane Hook and Validation by Photo-Elasticity. *Visvesvaraya National Institute of Technology Engineering Journal*, Nagpur, India.
- [14] **Chetan N, Benkar N A and Wankhade N** (2014) Finite Element stress Analysis of Crane Hook With Different Cross Sections. *International Journal For Technological Research In Engineering*, volume 1, Issue 9, May-2014, ISSN 2347.
- [15] **DIN 15400** (1990) *Lifting hooks; Materials, Mechanical Properties, Lifting Capacity and Stresses*. Deutsches Institut für Normung, 1990-06.
- [16] **DIN 15401** (1982) *Lifting Hooks for Lifting Appliances; Single Hooks; Unmachined Parts*. Deutsches Institut für Normung, 1982-11.
- [17] **TS 2340** (2004) *Kaldırma Araçlarında Kullanılan Dövme Çelik Yük Kancaları*. Türk Standartları Enstitüsü.
- [18] **DIN 17102** (1983) *Weldable Normalized Fine Grane Structural Steels*. Deutsches Institut für Normung, 1983-10.
- [19] **FEM 9.511/86** (1986) *Rules for the design of lifting equipment series; Classification of Mechanisms*. European Materials Handling Federation.
- [20] **URL-1** < http://www.guven-kutay.ch/vinc/41_09_CK_Ozet.pdf >, Ziyaret tarihi: 19.07.2017.
- [21] **Yıldırgan T** (1999) Eğri Eksenli Çubuk Olarak Kancanın Bilgisayar Yardımı ile Tasarımı. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim dalı, İstanbul, 112 s.
- [22] **Gerdemeli İ** (2011) *Transport Tekniğinde İleri Konular*, İstanbul Teknik Üniversitesi, Transport Tekniğinde İleri Konular Ders Notları, e-kitap, 25 s.
- [23] **URL-2** < http://www.guven-kutay.ch/vinc/40_00_NasilVincYaparim.pdf >, Ziyaret tarihi: 09.06.2017.
- [24] **Kurtay T** (1980) *Sonlu Elemanlar Yöntemine Giriş*. İstanbul Teknik Üniversitesi Ofset, İstanbul, 5-32.
- [25] **Rao S S** (1988) *The Finite Element Method in Engineering*. Second edition, Pregamon Press, Oxford, 12-52.
- [26] **Onur Y A** (2006) Asansör Kabin Çerçevelerinin Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Modellenmesi Ve Gerilme Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim dalı, İstanbul, 101 s.
- [27] **ASTM International** (2003) *Standard Test Methods for Performance Characteristics of Metallic Bonded Resistance Strain Gages*. E 251–92.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [28] **URL-3** < <http://w3.balikesir.edu.tr/~ay/lectures/ot/strain.olcme.pdf> >, Ziyaret tarihi: 17.12.2017.
- [29] **Gençel B İ** (2004) Yumuşak Astar Maddesi ve Metal Döküm İle Alt Tam Protez Kaidesinin Desteklenmesinin Alt Çene Kemiginde Gerilme Dağılımlarına Etkisinin Strain-Gauge Metodu İle İncelenmesi. *Doktora Tezi*, İstanbul Üniversitesi, Sağlık Bilimleri Enstitüsü, Protetik Diş tedavisi Anabilim Dalı, İstanbul, 165 s.
- [30] **URL-4** < <http://www.rmc.com.tr/wp-content/uploads/2018/02/Strain-Gage.pdf> >, Ziyaret tarihi: 17.03.2018.
- [31] **Fank S** (1992) Strain Gage'li Kuvvet Transduseri Dizaynı. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim dalı, İstanbul, 121 s.
- [32] **Onur Y A** (2016) Experimental and Theoretical Investigation of Prestressing Steel Strand Subjected to Tensile Load. *International Journal of Mechanical Science*, Vol. 118, 91-100.
- [33] **URL-5** < <http://www.ikh.fi/fi/nostokoukku-16-8-8t-haarukkap--ei-salpaa-akh168> >, Ziyaret tarihi: 07.04.2018.



ÖZGEÇMİŞ

Alp ÖZDEMİR 1982 yılında Samsun’da doğdu. İlköğrenimini Samsun Alparslan ilkokulunda tamamladı. Ortaöğrenimini Bursa Nilüfer Milli Piyango Anadolu Lisesi’nde tamamladıktan sonra 2001 yılında Kütahya Dumlupınar Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümüne başladı. 2006 yılında mezun oldu. 2007 yılında yedek subay olarak askerlik hizmetini tamamladı. 2008 yılından itibaren özel sektörde çeşitli firmalarda makine mühendisi olarak görev yaptı. 2015 yılında itibaren Zonguldak’ta bir kamu kurumunda makine mühendisi olarak göreve başlamış ve görevine devam etmektedir.

ADRES BİLGİLERİ:

Adres: Bülent Ecevit Üniversitesi
Makine Mühendisliği Bölümü
Kat:2 No: 201 İncivez Merkez/ZONGULDAK

Tel: (+90) 537 256 69 10

E-posta: ozdemiralp@gmail.com