

**T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KAYNAK APARATLARINDA DESTEK ve
BAĞLAMA NOKTALARININ BULUNMASI**

TAHA KANIK

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

BURSA – 2005

**T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KAYNAK APARATLARINDA DESTEK ve
BAĞLAMA NOKTALARININ BULUNMASI**

TAHA KANIK

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

Bu Teztarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği/oy çokluğu ile kabul edilmiştir.

**Yrd.Doç.Dr.Necmettin KAYA
(Danışman)**

.....

.....

ÖZET

Otomotiv sektöründe, gövde imalatı ve diğer uygulamalarda, sac parça montajı için kullanılan fikstürlerin imalatı günümüz rekabet ortamında gerekli hız, kalite ve ucuzluğu gerçekleştirebilecek kabiliyetini, ancak işlerin planlı bir otomasyonu ve standardizasyonu ile sağlanabilir.

Fikstürlerde, parçanın geometrik kısıtlamalarını tayin eden destek yerlerinin sayısı ve yerleri, parçanın deforme olmuş şeklini ve ölçüsel değerlere etkisini belirler.

Bu çalışmanın amacı; birbirine kaynak yöntemiyle birleştirilen sac parçaların fikstürdeki kendi ağırlığından dolayı oluşan sehimin minimum olduğu optimum destek noktalarının bulunmasıdır.

Bu çalışmada kullanılan iki yöntemden birincisi; Elastik Eğri Diferansiyel Denklemine elde edilmesi ve bu denklemin MATLAB Programında Arama Yöntemiyle Optimizasyon komutları kullanılarak optimum noktaların bulunması, ikinci yöntem ise; aynı şartlar altında sac parçanın ANSYS Programı ile Sonlu Elemanlar Yöntemi kullanılarak önce basit giriş problemi olarak çözülmesi, daha sonra düzlem problemi olarak çözülmesidir.

Sonuç olarak; analitik yöntem ve sonlu elemanlar yönteminden elde edilen sonuçların karşılaştırılması yapılmış ve parametrik olarak kullanılabilir sonuçlar elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler:

- Optimum destek noktalarının bulunması
- Fikstür tasarımında optimizasyon
- Fikstürler
- Fikstür tasarımı
- Bilgisayar destekli fikstür tasarımı

ABSTRACT**OPTIMAL SUPPORT AND CLAMPING POINTS DESIGN FOR WELDING FIXTURES**

In automotive industry, fixtures production used for sheet metal assembly in body manufacturing and other applications can be provided in the competitive fields of today by a planned automation and standardization of works, which need rapidness, quality and cheapness.

Number and the position of supports establishing geometric constraints on parts in fixtures determine their deformed shape and affect their dimensional quality.

The purpose of this thesis is to find and determine the optimal support points where deflection is minimum, for it is formed due to the weight of sheet metal parts joined together by welding process in fixture.

The first of two processes used in this study is to obtain the Differential Equation of Elastic Deformation, to solve the problem, to find optimal points of this equation by Searching Method Optimization in MATLAB program; the second process is that, under the same conditions, sheet metal can be solved at first as a beam problem and later as a plane problem due to ANSYS program and by using Finite Elements Method.

In conclusion, results obtained by Analytic Method and Finite Elements Method have been compared, thus results which can be used as parameters have been obtained.

Keywords:

- To find optimal support points
- Optimization in fixtures design
- Fixtures
- Fixture design
- Computer aided fixture design

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
SİMGELER DİZİNİ.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	viii
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	3
3. APARAT TASARIMI ve FİKSTÜRLER.....	9
3.1. Fikstür Türleri.....	10
3.1.1. İmalat Türüne Göre Fikstürler.....	10
3.1.2. Tasarım Şekline Göre Fikstürler.....	14
3.2. Fikstürlerin Başlıca Kısımları.....	14
3.2.1. Fikstürlerde Yerleştirme-Dayama Yüzeyleri ve Referanslama.....	14
3.2.2. Fikstürlerde Sıkma.....	15
3.2.3. Fikstürlerde Diğer Elemanlar.....	16
4. PUNTA DİRENÇ KAYNAĞI.....	18
4.1. Direnç Kaynağının Prensibi ve Yöntemleri.....	18
4.2. Nokta Kaynağı Değişkenlerinin İncelenmesi.....	19
4.3. İş Parçasının Malzemesi.....	19
4.4. Isıl Denge.....	19
4.5. Kaynak Noktasının Mukavemeti.....	20
5. ELASTİK EĞRİ VE KESİT TESİRİ.....	21
5.1. Diferansiyel Denklem.....	21
5.2. Sınır Şartları.....	23
5.3. Kesit Tesiri.....	24
5.4. Basit Mukavemet Hallerinin İşaretleri.....	25
6. DİZAYN OPTİMİZASYON TEORİSİ.....	26
6.1. Optimizasyonun Tanımı.....	26
6.2. Optimizasyonda Mühendislik Uygulamaları.....	27

6.3. Dizayn Optimizasyonu Probleminin Formülasyonu	28
6.4. Dizayn Değişkenleri.....	28
6.5. Amaç Fonksiyonu.....	28
6.6. Dizayn Kısıtları.....	29
7. MATLAB'DA ARAMA YÖNTEMİYLE OPTİMİZASYON.....	31
8. ANSYS İLE DİZAYN OPTİMİZASYON.....	33
8.1. Giriş.....	33
8.2. ANSYS Terminolojisinde Optimizasyon için Kullanılan Temel Kavramlar.....	33
8.3. ANSYS ile Dizayn Optimizasyonunun Prosedürü.....	35
8.4. ANSYS Optimizasyon Teknikleri.....	36
9. MATERYAL ve YÖNTEM.....	38
9.1 Giriş.....	38
9.2. Elastik Eğri Diferansiyel Denkleminin Çözümü.....	39
9.3. MATLAB' da Arama Yöntemiyle Optimum Noktanın Bulunması.....	44
9.4. ANSYS' de Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Optimum Noktanın Bulunması.....	47
9.4.1. ANSYS' de 2 Boyutlu Basit Kirişte Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Optimum Noktanın Bulunması.....	48
9.4.2. ANSYS' de 3 Boyutlu Düzlemde (Alan) Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Optimum Noktanın Bulunması – Tek Parça için.....	53
9.4.3. ANSYS' de 3 Boyutlu Düzlemde (Alan) Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Optimum Noktanın Bulunması – İki Parça için.....	58
10. ARAŞTIRMA SONUÇLARI ve TARTIŞMA.....	66
KAYNAKLAR.....	69
EKLER.....	73
EK-1 Elastik Eğri Denklem Çözümü.....	73
EK-2 MATLB Programı.....	76
EK-3 ANSYS Programları (Input Dosyaları).....	78
EK-4 Ford Motor Company – Locator Manual – Destek Yerlerinin Kombinasyonu.....	93
TEŞEKKÜR.....	99
ÖZGEÇMİŞ.....	100

SİMGELER DİZİNİ

F	: Kuvvet	[N]
F_e	: Elektrod kuvveti	[N]
I	: Akım	[A]
e_{\min}	: Punta kaynak noktasının kenara olan minimum uzaklık değeri	[mm]
$v(z)$: Çökme değeri	[mm]
M_x	: Eğilme momenti	[Nm]
V	: Hacim	[mm ³]
ρ	: Yoğunluk	[kg/m ³]
g	: Yer çekim ivmesi	[m/s ²]
G	: Ağırlık	[N]
E	: Young modülü (Elastisite modülü)	[N/mm ²]
ν	: Poission Oranı	[-]
I_{zz}	: Atalet momenti	[mm ⁴]
P_0	: Yayılı yük	[N/mm]

ŞEKİLLER DİZİNİ

- Şekil 3.1. Fikstür çeşitleri
- Şekil 3.2. Punta kaynak fikstürü
- Şekil 3.3. Punta kaynak fikstürü
- Şekil 3.4. Gaz altı kaynak fikstürü
- Şekil 3.5. Robot kaynak fikstürü
- Şekil 3.6. Robot kaynak fikstürü
- Şekil 3.7. Kontrol fikstürü
- Şekil 3.8. Fikstürlerde tolerans değerlerine bağlı değişimler
- Şekil 3.9. Fikstürlerde mekanik sıkma elemanları (A tipi ve B tipi)
- Şekil 3.10. Fikstürlerde akışkan basınçlı sıkma elemanları
- Şekil 3.11. Fikstür tasarım ve konstrüksiyon prosesi
- Şekil 4.1. Punta direnç kaynağı prensibi
- Şekil 5.1. Elastik eğride eğrilik – moment bağıntısı
- Şekil 5.2. Kesit tesiri prensibi
- Şekil 5.3. Eksenel normal kuvvet için artı ve eksi işaretler
- Şekil 5.4. Burulma kuvvet çiftlerinin ve Eğilme momenti için işaretler
- Şekil 5.5. Eğilme momentine ait işaretler
- Şekil 6.1. Optimizasyon eğrisi
- Şekil 6.2. Minimum ve maksimum bulma
- Şekil 7.1. MATLAB program algoritması
- Şekil 9.1. Destek yerleri ve iki parçadaki yer değiştirmeler
- Şekil 9.2. Destek yerleri ve tek parçadaki yer değiştirmeler
- Şekil 9.3. Yayılı yükle yüklenmiş kirişte mesnet yerleri ve seçilen eksen takımı
- Şekil 9.4. Kesit tesiri
- Şekil 9.5. Kesit tesirinden gelen momentler
- Şekil 9.6. Destek yerleri optimizasyonu
- Şekil 9.7. Destek yerleri ve kirişteki yer değiştirmeler
- Şekil 9.8. ANSYS kiriş eleman tipi
- Şekil 9.9. ANSYS kiriş için parametreler
- Şekil 9.10. ANSYS kiriş modelleme ve sınır şartlar

Şekil 9.11. ANSYS kiriş üzerindeki yayılı yük

Şekil 9.12. ANSYS kiriş optimum mesnet yerleri ve sınır şartlar

Şekil 9.13. ANSYS kiriş için optimum mesnet yerleri ve yer değiştirme değerleri

Şekil 9.14. ANSYS tek parça için 3 boyutlu parça modeli

Şekil 9.15. ANSYS tek parça için keypointler

Şekil 9.16. ANSYS tek parça için alanlar

Şekil 9.17. ANSYS tek parça için mesh yapısı

Şekil 9.18. ANSYS tek parça için 3 boyutlu parça modeli ve mesnet yerleri

Şekil 9.19. ANSYS tek parça düzlem için optimum mesnet yerleri ve yer değiştirme değerleri

Şekil 9.20. ANSYS tek parça düzlem için optimum mesnet yerleri ve yer değiştirme değerleri

Şekil 9.21. ANSYS iki parça için 3 boyutlu parça modelleri ve mesnet yerleri (iki parça için)

Şekil 9.22. ANSYS iki parça için keypointler

Şekil 9.23. ANSYS iki parça için alanlar

Şekil 9.24. ANSYS iki parça için mesh yapısı

Şekil 9.25. ANSYS iki parça için 3 boyutlu parça modeli ve mesnet yerleri

Şekil 9.26. ANSYS iki parça düzlem için optimum mesnet yerleri ve yer değiştirme değerleri

Şekil 9.27. ANSYS iki parça düzlem için optimum mesnet yerlerinde yer değiştirme değerleri

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 9.1. Sac parçanın DIN normuna göre fiziksel özellikleri

Çizelge 9.2. $[x]_{1 \times 50}$ matrisi

Çizelge 9.3. $[a]_{1 \times 250}$ (x_1) matrisi

Çizelge 9.4. $[A]_{1 \times 250}$ (maksimum sehimler) matrisi

Çizelge 9.5. $[C]_{1 \times 1}$ (minimum sehim) matrisi

Çizelge 9.6. $[Sonuc]_{1 \times 3}$ (**optimum mesnet yeri**) matrisi

Çizelge 9.7. ANSYS giriş optimizasyon setleri

Çizelge 9.8. ANSYS tek parça için parametrik keypointler çizelgesi

Çizelge 9.9. ANSYS tek parça için düzlem (alan) optimizasyon setleri

Çizelge 9.10. ANSYS iki parça için parametrik keypointler çizelgesi

Çizelge 9.11. ANSYS iki parça için düzlem (alan) optimizasyon setleri

1. GİRİŞ

Geçtiğimiz yüzyılın başlarından itibaren süre gelen seri üretim tekniklerinin geliştirilmesi, yüzyılın sonlarında teknolojiadaki inanılmaz gelişim ile devam etmiş ve yeni bin yılın ilk yıllarında rekabetçi ve gelişime açık firmaların en önemli kozu haline gelmiştir. Seri üretim yapan firmalar yeni ürünlerini piyasa arz etmeden önce ürün güvenilirliğini, yani ürün kalitesini de ön planda tutmaktadırlar. Hızla gelişen teknoloji sayesinde yeni ürün tasarım teknikleri de gelişmiş ve kolaylaşmıştır. Elbette ki tasarımcının beyninde canlanan başlangıç dizaynı, bilgisayar ortamında şekil bulmakta, yine bilgisayar destekli tezgahlar tarafından da üretilmektedir.

Üretimde standardizasyon, sac parçaların levha olarak girdikleri kalıplardan çeşitli proseslerle şekillendirilmesinden sonra, özel imalat araçlarından olan fikstürlerde (aparatlarda) işlenmesi, montajı ve kontrolünü zorunlu kılmaktadır.

Bu özel imalat araçlarının önemli ayağını oluşturan fikstür kullanımının amacı; üretimde standardizasyonun sağlanması, ölçme ve bağlama zamanlarının kısaltılması, hassasiyet, işçi sağlığı ve iş güvenliği ve bunlara sıkı bağı olan verimlilik ve ergonomikliğin gerçekleştirilmesidir.

Bu amaç doğrultusunda üretilen fikstürlerin optimum şartları sağlaması için öncelikle kendi içinde kararlı yapıda olmasını sağlayacak olan destek ve bağlama yerlerinin konumu büyük önem arz etmektedir.

Katı modellemesi tamamlanmış bir ürünün analiz ve optimizasyon işlemleri ANSYS ve benzeri analiz programları ile dijital ortamda henüz ürün üretilmeden yapılabilmektedir. Bu işlemler firmaların yeni ürünlere geçişlerinde minimum maliyet ve zaman kaybı ile tasarım yapmalarını sağlamaktadır. Bu çalışmada da kullanılan ANSYS programı cisimlerin statik, dinamik, termal, harmonik, elektro manyetik gibi birçok alanda analiz ve dizayn optimizasyonu işlemlerini yapabilmektedir. Dolayısıyla bir ürünün kaliteli ve minimum maliyetli olması için gerekli dizayn şartları bu program sayesinde bulunabilmektedir. En çok karşılaşılan durum ise ürünlerin malzeme ağırlıklarındaki iyileştirmelerdir. Minimum ağırlığa sahip ürün düşük maliyetli olur. Ancak bu sağlanırken firmalar kaliteden de ödün vermek istemezler. Bu doğrultuda yeni ürün geliştirme aşamasında tasarladıkları ürünü çok iyi bir dizayn optimizasyonu işlemine tabi tutarlar.

Bu çalışmada, fikstürlerde kaynak işlemi yapılan sac parçaların, fikstürlere yerleştirilmesinde, kendi ağırlıklarından dolayı oluşan sehimlerin minimum olmasını sağlayan destek ve bağlama yerlerinin optimum değerlerini elde etmek amaçlanmıştır.

Çalışmanın ilk bölümlerinde, uluslararası literatürde bu konuyla ilgili yapılan çalışmalar araştırılmış ve bu araştırmalardan çıkan sonuçlar değerlendirilmiştir. Problem analiz ve çözümüne başlanmadan önce, endüstride kullanılan aparatlarla ilgili tasarım şekli, özellikleri, kalitesi vb. konularla ilgili bilgi verilmiş ve resimlerle bu bilgiler desteklenmiştir. Ayrıca, bu aparatlarda uygulanan punta kaynak yöntemi ile ilgili bilgi verilmiştir.

Beşinci bölümde, analitik denklem çözümü için hesaplanan elastik eğri denklemine kullanılan elastik eğri ve kesit tesiri konularına değinilmiştir.

Altı, yedi ve sekizinci bölümlerde problemin bilgisayar destekli çözümünde kullanılan optimizasyon teknikleri, MATLAB programı ve ANSYS programının çalışma prensipleri açıklanmıştır.

Materyal ve Yöntem bölümünde, öncelikle hesaplanan analitik denklemden MATLAB programında Arama Yöntemiyle optimum noktalar elde edilmiş ve devamında ANSYS bölümünde Sonlu Elemanlar Yöntemi kullanılarak çözümler yapılmıştır. ANSYS' de yapılan çalışmalar, üç başlık altında incelenmiştir: Birincisi; 2 boyutlu giriş bir input dosyasıyla modellenmiş, gerekli sınır şartlar ve yükler programlanmış ve sonlu elemanlar metodu ile optimum mesnet yerleri belirlenmiştir. İkincisinde; 3 boyutlu düzlem (alan) bir input dosyasıyla modellenmiş, gerekli sınır şartlar ve yükler programlanmış ve sonlu elemanlar metodu ile optimum mesnet yerleri belirlenmiştir. Üçüncüsünde ise; iki sac parça için 3 boyutlu düzlemler bir input dosyasıyla modellenmiş, gerekli sınır şartlar ve yükler programlanmış ve sonlu elemanlar metodu ile optimum mesnet yerleri belirlenmiştir.

Sonuçta, analitik yöntem ve MATLAB programından çıkan optimum mesnet yerlerinin değerleri ile ANSYS programından çıkan optimum mesnet yerlerinin değerleri karşılaştırılmış ve yorumlar yapılmıştır. Elde edilen optimum destek yerlerini veren 3 boyutlu ANSYS programının gerçek uygulamalarda kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Kaynak kalitesini direkt olarak etkileyen destek yerleri ve bağlama kuvvetleri, fikstür tasarımının en hassas noktasıdır. Dolayısıyla, parça üzerindeki deformasyonların azaltılması için destek yerlerinin optimizasyonu ve bağlama kuvvetlerinin optimum olması gerekmektedir.

Literatürde, destek yerlerinin optimizasyonu, optimum fikstür yerleşim planı, fikstürlerde destek yerlerindeki değişimin sac parçaya olan etkisi, fikstür yerleşimi için optimizasyon metotları ve yerleştirme açısından sac parça ve fikstür analizi gibi konularla ilgili olarak birçok çalışma yapılmıştır.

Bu bölümde, bu konularla ilgili olarak çeşitli araştırmacılar tarafından yapılmış çalışmalara özet halinde yer verilecektir.

Chung ve ark. (1999) yapmış oldukları çalışmada, birbirlerine kaynakla birleştirilen iki sac parçanın fikstüre yerleştirilmesinde optimum destek yerlerinin belirlenmesi için sayısal çözümler üretmiş ve Matlab programı yardımıyla elde ettiği denklemleri çözdürmüşlerdir. Ayrıca Nastran programını, Matlab programı ile eşzamanlı kullanmış ve Matlab çözümlerini Nastran' da uygulayarak sonlu elemanlar analizlerini çözdürmüştür. Sonuçta; Nastran programından elde ettiği değerler ile analitik sonuçlar birbirine benzerlik göstermektedir. Her parçada 4 destek yeri olduğu durumda elde edilen optimum destek yerleri (0.20, 0.22) ve (0.72, 0.22) olarak bulunmuştur.

Li ve ark. (2002) yaptıkları çalışmada, sac parçaların kaynak yerlerinin tasarımında fikstürlerin etkisini incelemişlerdir. Sac parça montajında, kaynak yerlerinin belirlenmesinde iki metot anlatılmıştır. Birincisi; “montaja yama” metodu. Bu metotta; kaynak uzunluğu ihmal edildiği için, kaynaklı montaj bölgesi sonuçları güvenilir olmamakta ve bazı kaynak bölgesi yerleşim sonuçları kötü değerler almaktadır. İkinci metot ise, “parçaya ve montaja yama” metodu. Bu metotta; daha iyi kaynak bölgesi yerleşim sonuçları elde edilmiş ve dolayısıyla gerçek kaynak uzunlukları elde edilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerde, gerekli minimum toplam kaynak uzunluğu elde edilmiş ve bu değerler kaynak yerleşiminin seçiminde yerleşim bölgelerine yerleştirilerek kullanılmışlardır. Sonuç olarak, bilgisayar destekli analiz yöntemi kullanıldığında, mantıklı ve gerçekçi sonuçlar elde edilmiştir.

Gopalakrishnan ve ark. (2003) tarafından yapılmış çalışmada, endüstride birbirlerine kaynaklı montajı yapılarak kullanılan sac parçaların fikstürlerde yerleşiminde kullanılan modüler çene çeşitleri üzerine çalışılmıştır. İki tip çene kullanılmıştır. Birinci tip; silindirik, aşağıya doğru konik olan ve altlarından bağlanan çenelerdir. Bu tip çeneler parçalara kenarlarından temas etmektedir. İkinci tip çeneler ise, tek noktadan temas edenlerdir. İkinci tip çeneler, yerleştirme sonrası yapılacak olan kaynaklı montaj ve kontrol gibi işlemlerde geniş çalışma alanı sağlamaktadır. Her iki tip için de sonlu elemanlar analizleri yapılmış ve kenar temasının ve noktasal temasın yer değiştirmelere etkisi incelenmiş ve ikincil çenelerin yerleştirilmesi sonucunda noktasal temasta iyi sonuçlar elde edilmiştir.

Liao ve Hu (1999), sac parçaların bağlama kuvvetlerinden kaynaklanan elastik yer değiştirmelerinin ve sac parçada bağlama sonucu yapısındaki kararlılığın değişimini inceleyen sonlu elemanlar metodu üzerine çalışmışlardır. Bu çalışma sonucunda; fikstürdeki destek yerleri ve bağlama klempleri ile sac parça ve fikstür arasında kabul edilebilir değerler elde edilmiştir. Ayrıca, bağlama kuvvetlerinin sac parçanın kararlılığı açısından bağlanması, işlem görmesi ve sökülmesi esnasında kazandığı önemi vurgulamışlardır. Sac parçanın sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan analizler sonucunda elde edilen yer değiştirme değerlerinin kabul edilebilir ve gerçekçi olması sebebiyle gerçek uygulamalarda kullanılabilir metod geliştirmişlerdir.

Mendelsohn ve ark. (2001)'nin yaptıkları çalışmada, fikstürlerde dayama olarak dört nokta teması kullanıldığında, parçanın yükleme düzenine göre, yükleme pimleri altındaki yanal dirençlerin getirdiği teğetsel yer değiştirmelerin minimumda tutulabileceği gösterilmiştir.

Shen ve Shirinzadeh (2001), birçok çeşit üretim amacı için kullanılan, yüksek kapasiteli üretimlerde ekonomik ancak, uzun yükleme zamanları ve yüksek devreye alma maliyetleri olduğu için küçük üretim yerlerinde ekonomik olmayan fikstürlerin çeşitli şekil ve ölçülerdeki iş parçalarının kolay ve hızlı yerleştirilmesi için tekrar şekillendirilebilir fikstür metotları geliştirmişlerdir.

Du ve Lin (1998), düzlem sac parçalar için otomasyonlu esnek fikstür tasarımı geliştirmesi üzerine çalışmışlardır. Parça şekline göre ayarlanabilir dayama pimleri geliştirmiş ve bunları test etmişlerdir. Ayarlanabilir dayamalar, tekrar şekillendirilebilir ve otomasyonlu hale getirilmiş ve böylece değişik şekillerdeki sac parçalar için

kullanılabilir hale gelmiştir. Du ve Lin, bu bilgisayar ortamındaki çalışmalarını test etmek amacıyla prototipler yapmış ve gerçek uygulamalarda kullanılabilir değerler elde etmişlerdir.

Li ve Melkote (1999), yaptıkları çalışmada, sac parçanın fikstürde yerleşiminin doğruluğunun fikstür yerleşim optimizasyonu ile geliştirilmesi üzerine çalışmışlardır. Bu optimizasyon çalışmasında, nesnel fonksiyonlar ve sınırlamalar olarak fikstür yerleşim noktalarının elastik deforme olabilen sac parçanın yer değiştirmelerine olan etkisini minimuma indirmeyi amaçlamışlardır. Bunun için çeşitli lineer denklemler ve matrisler elde etmiş ve bu denklemleri çözmüşlerdir. Sonuçta; elde ettikleri matrisleri Matlab programında çözdürmüş ve optimum çözümler elde etmişlerdir. Ayrıca elde ettikleri fikstür yerleşim planlarına göre parçadaki yer değiştirmeleri, parçayı 3 boyutlu modelleyerek ve Ansys programında analizlerini yaparak karşılaştırmışlardır.

Vallapuzha ve ark. (2002), fikstür yerleşim planlarının optimizasyon metotları üzerine araştırmalar yapmışlardır. Çalışmalarında, fikstürdeki taşıma pim yerlerinin optimizasyonunun, parçadaki deformasyona etkisinin büyük olduğunu tespit etmiş ve bu çalışmanın sonucunda dört farklı optimizasyon metodu geliştirmişlerdir.

Bunlardan birincisi; Devamlı GA; Sürekli interpolasyonla değerlendirme esaslı prosedür. (GA esaslı optimizasyon prosedürü).

İkincisi; Ayrık GA; Ayrık interpolasyonla değerlendirme esaslı prosedür. (GA esaslı optimizasyon prosedürü).

Üçüncüsü; Devamlı SQP; Sürekli interpolasyonla değerlendirme esaslı prosedür. (SQP esaslı optimizasyon prosedürü).

Dördüncüsü; Ayrık SQP; Ayrık interpolasyonla değerlendirme esaslı prosedür. (SQP esaslı optimizasyon prosedürü).

Sonuçta; fikstür yerleşim planı optimizasyonunda kullanılabilir olan Ayrık GA metodu, Sürekli GA metoduna yaklaşabilmektedir. Çözümlerin tekrarlanabilirliği de bu metotlarla gösterilmektedir.

Raghu ve Melkote (2004) yaptıkları çalışmada, fikstür yerleşim hatalarında bağlama düzeninin etkisi üzerine analizler yapmışlardır. Yapılan çalışmalar sonucunda, parçadaki dayama ve bağlama kuvvetlerinin değişimine, fikstür yerleşim yerlerinden ve dolayısıyla reaksiyon kuvvetlerinden kaynaklanan hataların etkisinin %22,1 ile %29,9 arasında olduğu gösterilmiştir.

Pelinescu ve Wang (2002), çok amaçlı optimum fikstür yerleşim planı tasarımı üzerine çalışma yapmışlardır. Destek ve bağlama yerlerinin tespitinde optimizasyonda oldukça iyi sonuçlar elde edilmiştir. Öncelikle rasgele değerler atanmış daha sonra bu değerlerin yerleri değiştirilerek geliştirmeler yapılmış ve son olarak optimum sonuçların seçilmesi yapılmıştır.

Siebenaler ve Melkote (2005), sonlu elemanlar metodunu kullanarak fikstürlerde sac parçanın deformasyonunun incelenmesi ve tahmini üzerine çalışma yapmışlardır. Fikstürlerin uygulanabilirliği ve maliyeti açısından analiz metotlarının geliştirilmesinin önemi üzerinde durulmuştur. Parçanın üç boyutlu modellenmesi, sonlu elemanlar analizi için eleman tipinin seçimi ve elemanlara ayrılması (mesh), kısıtların girilmesi ve sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak çözümlerin elde edilmesi üzerine çalışılmıştır.

Satyanarayana ve Melkote (2004) yapmış oldukları çalışmada, fikstüre tekil olarak temas eden sac parçanın sonlu elemanlar yöntemiyle analizi ve sonuçların deneysel olarak doğrulanmasını gerçekleştirmişlerdir. Analiz sonuçları, küresel yüzey – düzlem yüzey teması ve düzlem yüzey – düzlem yüzey temasının en iyi metot olduğunu göstermektedir. Her iki metotta da yapılan analizlerin ve deneysel sonuçların karşılaştırılmasında ortaya çıkan hata %4,93' tür.

Phuah ve Huang (2005), yaptıkları çalışmada, kompleks fikstür sistemlerinde, sac parçanın fikstürle temasındaki davranışlarını deneysel olarak araştıran bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada iki deney yapılmıştır: Birincisi, alüminyum profil teması ve ikincisi ise, çelik profil temasıdır. Sonuçta farklı parçaların verdiği sonuçlardaki farklılığın kritik etkisi %95 seviyesindedir.

Hunter ve ark. (2005), fikstür tasarım prosesi üzerine çalışma yapmışlardır. Özellikle konsept çalışması olan bilgi akışının, metot geliştirmenin üzerinde durmuşlardır. Bu çalışmada, fikstürün yapısı, elemanları, elemanların yerleri (optimum yerleşim tasarımı) vb. temel yapıların tespiti incelenmiş ve algoritmalar hazırlanmıştır. Toplanan veriler bir modüler aparat tasarımı üzerinde geliştirilmiş ve değişik tip parçalar için uygun ve kullanılabilir hale getirilmiştir.

Ni ve Mahadevan (2004), bu çalışmalarında, dört adet direnç kaynağıyla birbirine kaynaklanan parçanın üç boyutlu sonlu eleman modelini tasarlamış ve analizini MSC/Nastran programıyla yaparak, bağlamadaki gerilme ve yük dağılımlarını tespit etmişlerdir.

Cai (2005), yapmış olduğu çalışmada, sac parça sağlam bir şekilde yerleşimini sağlamak üzere, yerleşim tasarımı üzerine çalışmıştır. Bu çalışmalar sonucunda elde ettiği bulgular şu şekildedir:

1. 1-pim/delik ve 1-pim/slot yerleşim sisteminde, en iyi yerleşim düzenini elde etmek için slotun merkez çizgisi, pimin temas çizgisiyle aynı hizada olmalıdır,

2. İki pim arasındaki ölçü, yerleşimin doğruluğu açısından büyük önem arz etmektedir. Bu mesafe aparatın izin verdiği kadar büyük olmalıdır.

3. Yerleştirmek için yardımcı pim veya pimler seçmek, kötü etki yapabilir, onların etkisi incelendikten sonra aparata ilave edilmelidir.

Li ve ark. (2002), yapmış oldukları çalışmada, sac parçaların lazer kaynağı yöntemiyle birleştirilmesi için fikstür şekil tasarımı üzerine geliştirmeler yapmışlardır. Fikstür konfigürasyonu sayesinde otomobilde sac parça montajı yöntemi geliştirilmiştir. Seçilen karşılıklı montaj parçaları örnek olarak seçilmiştir. Araç gövde parçalarının fiziksel modelinin doğru toleranslarda elde edilmesi için 3-boyutlu-ölçüm cihazları kullanılmış ve buna bağlı olarak 3 boyutlu sonlu eleman modelleri hazırlanmıştır. Sonuçta, kaynak bölgelerinin yerleşimi metodu kullanılarak, kenar hattında 35 mm kaynak uzunluğu değeri, kaynak alanı ve yerleştirme alanı belirlenmiştir.

Li ve ark. (2001), sac parçaların lazer kaynağı yöntemiyle birleştirilmesi için fikstür tasarımında sonlu elemanlar yöntemiyle modelleme ve tahmin ve düzeltme metotları üzerine çalışmalar yapmışlardır. Çalışmalarında Nastran programını kullanarak, eleman tanımı, sınırlamalar ve yüklemeler gibi parametrik değerleri girerek sonuçlar elde etmişlerdir. Yapılan çalışmalar tekil kısa kaynak uzunluğu, tekil uzun kaynak uzunluğu ve çift kısa kaynak uzunluğu üzerine yoğunlaşmış ve bu çalışmaların fikstür yerleşimine etkisi gözlenmiştir.

Li ve Shiu (2001), yapmış oldukları çalışmada, parçaların lazer kaynağı yöntemiyle birleştirilmesi için genetik algoritmayla (GA) optimum fikstür yerleşim tasarımı üzerine çalışmışlardır. Çalışmada Nastran programı kullanılmış ve kaynak tipi, tekil uzun kaynak ve çift uzun kaynak işlemleri üzerine sonuçlar elde edilmiş ve bu sonuçlarla yüksek seviyede kaynak kalitesi elde edilmiştir.

Bowden (2002), alüminyum ve titanyum malzemedeki kırılgarlığın kendi ağırlıkları ve yer çekim ivmesinden kaynaklanan, değişken esneme ölçüleri üzerine çalışma yapmıştır. Çözüm için süperpozisyon denklemleri geliştirmiş ve sonuç olarak, titanyum

için $E/\rho = 2,679 \times 10^6$ metre oranı alüminyum için $E/\rho = 2,59 \times 10^6$ metre değerindedir. Böylece, titanyumun ve alüminyumun Young modülleri ve yoğunlukları arasındaki fark göz önüne alındığında, titanyumdaki yer değiştirme alüminyumdaki yer değiştirmeden 4 kata daha küçük çıkmaktadır.

3. APARAT TASARIMI ve FİKSTÜRLER

Otomotiv sektöründe, sac parçanın kaynak yöntemiyle birleştirilmesi işlemlerinde, parçanın şekil değiştirebilir olduğu göz önüne alınarak, istenen pozisyonda yerleştirilmesi ve sabitlenmesi için aparatlar (fikstürler) kullanılmaktadır. Aparatlar, kaynak ve montaj işlemlerinin yanında, kontrol ve talaşlı imalat işlemlerinde de kullanılmaktadır. Aparatların en önemli fonksiyonları, imalat işlemlerinin tasarım istekleri çerçevesinde doğru ve kolay bir şekilde yapılabilmesini sağlamaktadır.

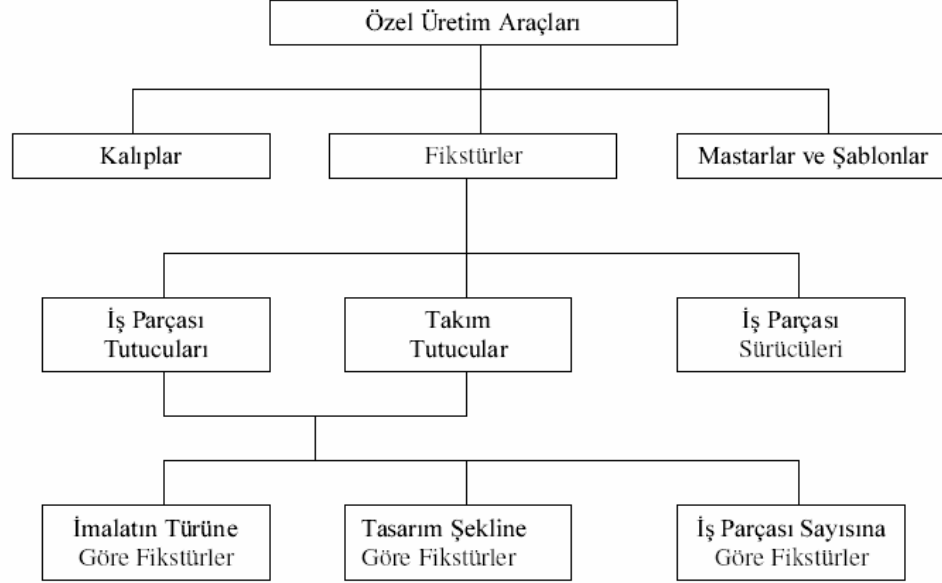
Günümüzdeki modern imalat sistemleri, isteğe bağlı olarak değişen ve farklı ürünlerin karşılaştığı küçük – orta hacimde parti ürünlere cevap veren sistemlerdir. Dolayısıyla, imalat yapısının sürekli değişen dinamik bir yapıda olması kullanılan imalat sistemlerinin de buna uyumlu olmasını beraberinde getirir.

Bir bağlama aparatından, iş parçasını çabuk ve tam olarak ancak parçanın kendi ağırlığından kaynaklanan çökmenin (parçadaki yer değiştirmenin) minimum olmasını sağlayacak ve dolayısıyla iç gerilmeleri de minimumda tutacak şekilde konumlandırmasını, uygun ve etkili bir şekilde desteklemesini, emniyetli bir şekilde operasyon sonuna kadar parçayı tutabilmesi beklenir.

Ayrıca, esnek imalat sistemlerinin ortaya çıkması ile birlikte daha esnek ve hızlı aparat sistemlerine ihtiyaç duyulmuştur. Klasik aparat sistemleri her bir parçaya özel yapıldığı için, benzer parçalar üreten üretim yerleri için modüler aparat sistemleri geliştirilerek isteklere cevap vermeye çalışılmıştır.

Klasik aparat sistemleri ve modüler aparat sistemlerinin her ikisinde de, imalat esnasında parçanın optimum noktalardan desteklenmesi, hareketsiz biçimde tutulması ve istenen ölçü doğruluğunun sağlanması ortak amaçtır. Dolayısıyla bu sistemlerden hangisinin seçileceği, fonksiyonlarına göre değerlendirmeden başka bir de ekonomiklik kriterine göre değerlendirilir. Burada en önemli faktör, yapılan işin devamlılığıdır. Özellikle yüksek hacimli üretimlerde klasik aparat sistemleri daha uygundur, küçük partilerden oluşan değişken parça geometrili üretimlerde ise modüler aparat sistemleri daha uygun olmaktadır. Ayrıca, klasik aparat tasarımında tasarımcının tecrübesi büyük önem kazanmaktadır.

Mekanik üretimde otomasyon ve standardizasyonu gerçekleştirmek üzere, üretim türüne bağlı olarak birçok çeşitte fikstürler geliştirilmektedirler. Bunları aşağıdaki şekilde toplu olarak gösterebiliriz:



Şekil 3.1. Fikstür çeşitleri

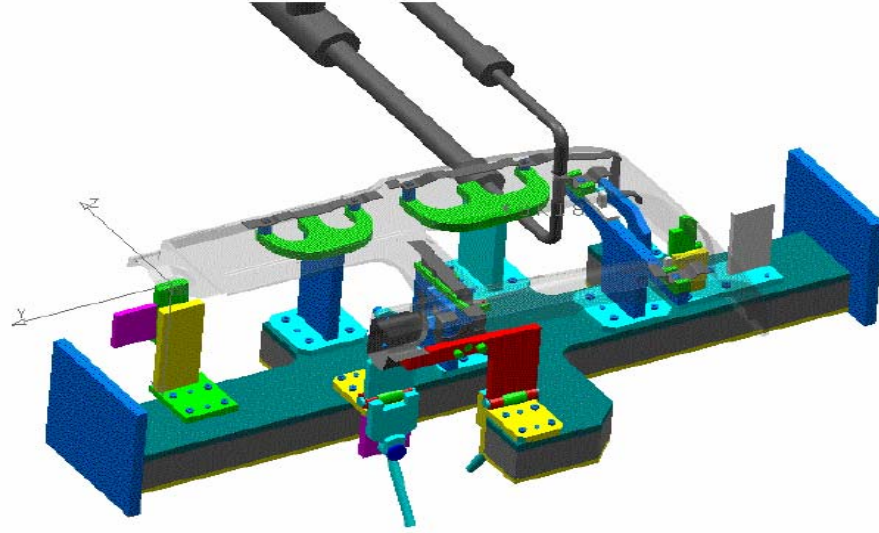
3.1. Fikstür Türleri

3.1.1. İmalat Türüne Göre Fikstürler

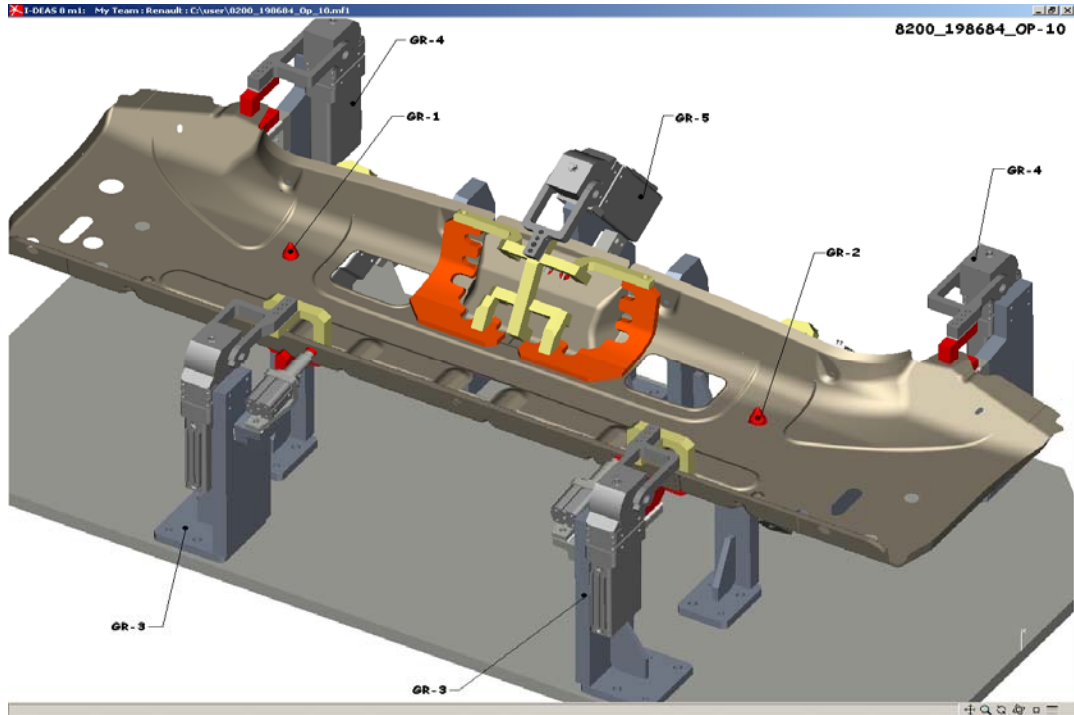
(a) Montaj Fikstürleri

- * Kaynak Fikstürleri (Punta, Gaz altı, Robot kaynakları)
- * Perçin Fikstürleri
- * Yapıştırma Fikstürleri
- * Presleme Fikstürleri

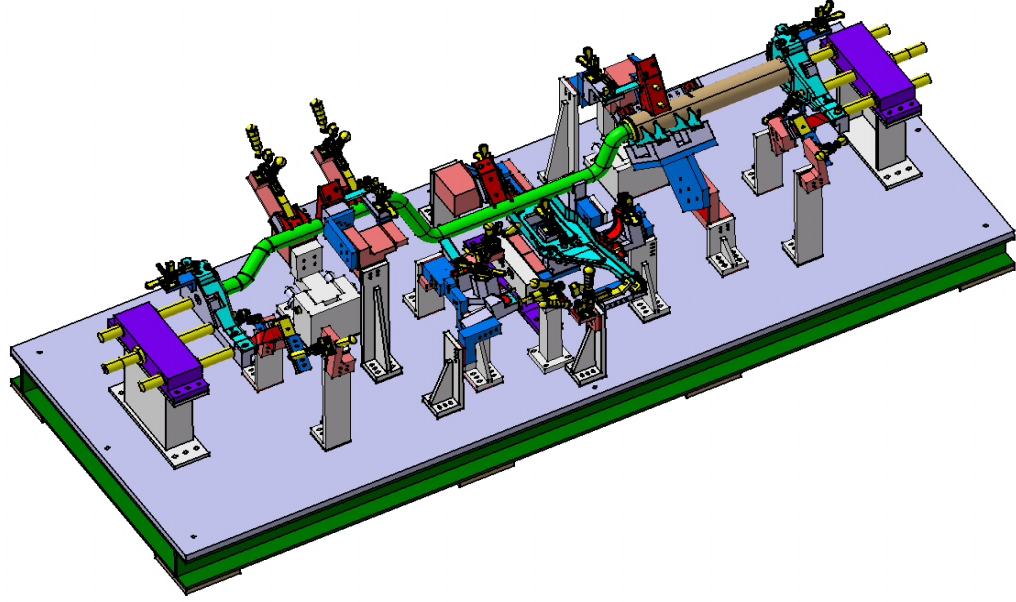
Aşağıda otomotiv endüstrisinde halen kullanılan, çeşitli kaynak fikstür örnekleri yer almaktadır. Uygulamada punta kaynağı ve gaz altı kaynağı yapılan sac parçaların fikstürlerde yerleştirilmesine örnekler verilmiştir:



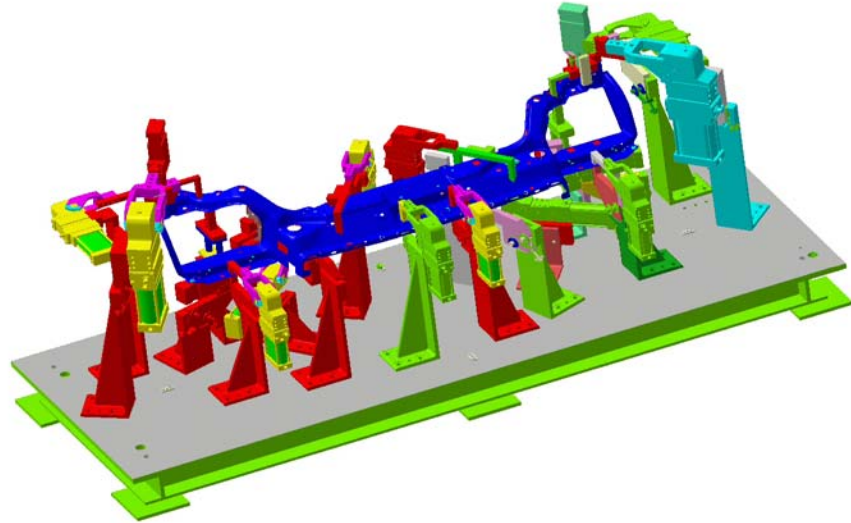
Şekil 3.2. Punta kaynak fikstürü



Şekil 3.3. Punta kaynak fikstürü



Şekil 3.4. Gaz altı kaynak fikstürü

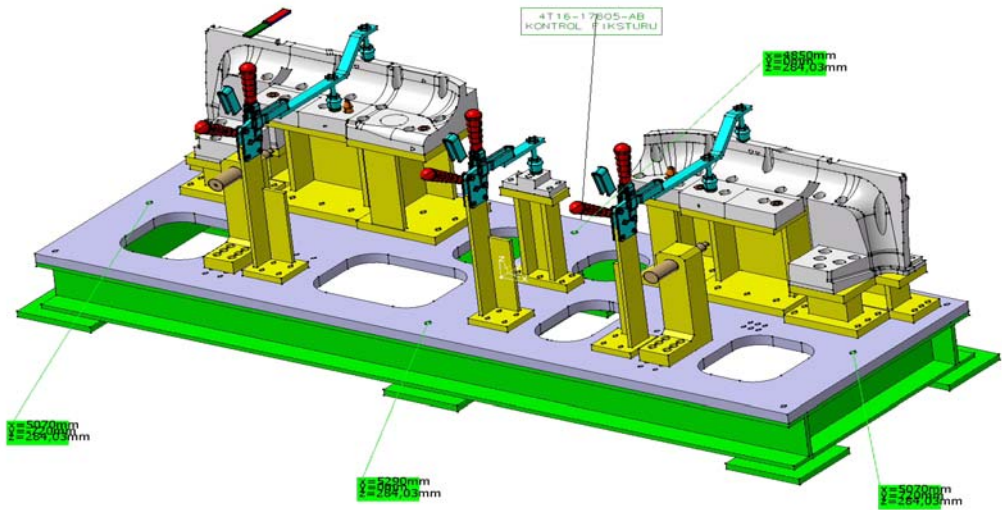


Şekil 3.5. Robot kaynak fikstürü



Şekil 3.6. Robot kaynak fikstürü

(b) Kontrol Fikstürleri



Şekil 3.7. Kontrol fikstürü

(c) Talaşlı İmalat Fikstürleri

3.1.2. Tasarım Şekline Göre Fikstürler

- (a) Özel Tasarım Fikstürler
- (b) Standart Elemanlı Fikstürler
- (c) Çok Amaçlı Fikstürler

3.2. Fikstürlerin Başlıca Kısımları

3.2.1. Fikstürlerde Yerleştirme-Dayama Yüzeyleri ve Referanslama

Bir cismin uzayda altı hareket serbestliği bulunmaktadır. Bunlar: x,y,z eksenlerinde öteleme ve dönme hareketleridir. Fikstürlerdeki amaç, işlem görecektir sac parçanın bu serbestliğini istenen yönde kaldırırken, üretim yerinde de uygun yere getirmektir. Bu işlem fikstürde uygun noktalara yaslanarak yerleştirilmesi, dayanması ve düzlem yüzeylerden ve deliklerden referanslanmasıyla olur.

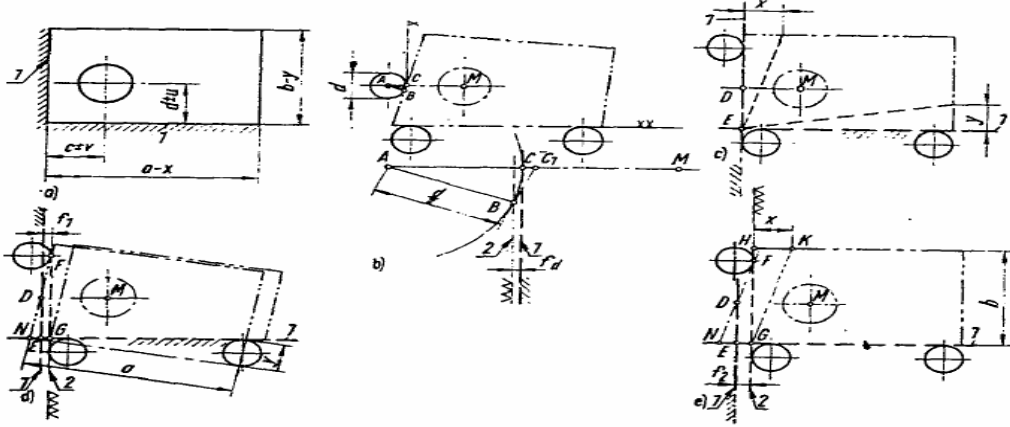
Sac parçanın sabitlenmesi için ilk önce destek ve dayama yüzeylerinin seçilmesi gerekir. Bu destek elemanlarının konacağı yüzey parçanın alt yüzeyi olmalıdır ve parçanın yer çekim ivmesine bağlı olarak kendi ağırlığından kaynaklanan çökme değerlerinin minimum olduğu pozisyonda olmalıdır. Ayrıca bu destek elemanları, parçanın statik dengesi açısından oluşturdukları alan maksimum olacak şekilde yerleştirilmelidir ve parçanın ağırlık merkezinin bu alanın içinden geçmesi denge açısından gereklidir. Eğer parça alt yüzeyi büyükse, deformasyona uğrayacak bölgelere ek destek elemanları konabilir. Ancak, sac parçanın rijitliğine göre gereğinden fazla noktadan referanslanması, parçanın fikstüre düzgün oturtulmamasına sebep olacağından mümkün olduğunca kaçınılması gereklidir.

Parça üzerindeki deformasyonların azaltılması için bağlama kuvvetlerinin de optimum olması gerekmektedir. Ayrıca yine bağlama kuvvetlerinin optimizasyonu için ek destek elemanlarının konulması yerine mevcut destek yerlerinin optimizasyonu ile de deformasyonlar azaltılabilir. Analiz sonucunda elde edilen yer değiştirme değerlerine

göre, zorunlu kalınan, yer değiştirmenin fazla olduğu bölgelere ek destek elemanları konarak bu bölgelerdeki deformasyonlar sınırlandırılabilir.

Fikstürlerin tasarımında dikkat edilmesi gereken bir diğer önemli husus ise; sac parça teknik resminde gösterilen tolerans değerlerinin dikkate alınmasıdır. Bu tolerans değerleri;

- İş parçası ölçü toleranslarına göre sapmalar,
- İş parçası form toleranslarındaki sapmalar,
- Referans ve tutma noktaları arasındaki mesafelerden doğacak sapmalar,
- Tutma elemanlarından, ölçü ve form toleranslarından kaynaklanan sapmalar dikkate alınarak fikstürde parça konumlandırılmalıdır.

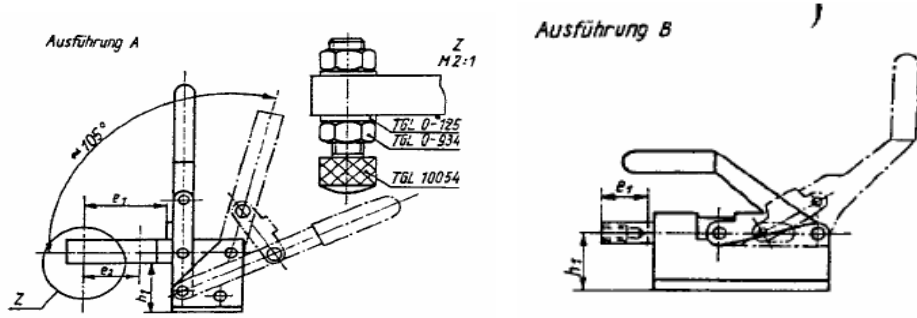


Şekil 3.8. Fikstürlerde tolerans değerlerine bağlı değişimler

3.2.2. Fikstürlerde Sıkma

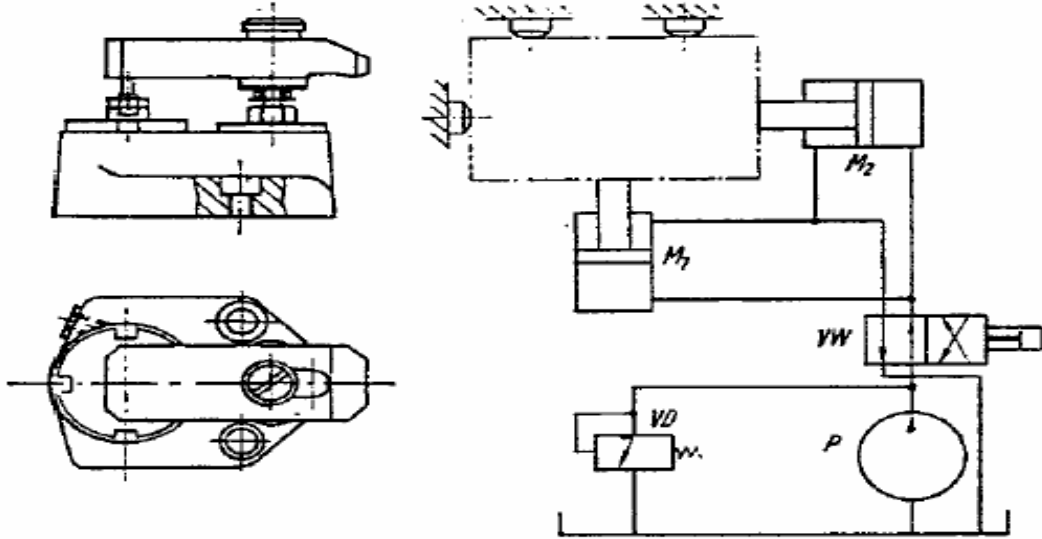
İmalat aşamasında iş parçasının emniyetli olarak konumunda kalmasını sağlamak üzere tespit edilmesi ve kilitlemesini sağlayan elemanlar sıkma elemanlarıdır. Sıkma elemanları; mekanik sıkma elemanları ve akışkan basınçlı sıkıcılar olarak iki çeşittir:

- Mekanik sıkma elemanları;



Şekil 3.9. Fikstürlerde mekanik sıkma elemanları (A tipi ve B tipi)

(b) Akışkan basınçlı sıkma elemanları;

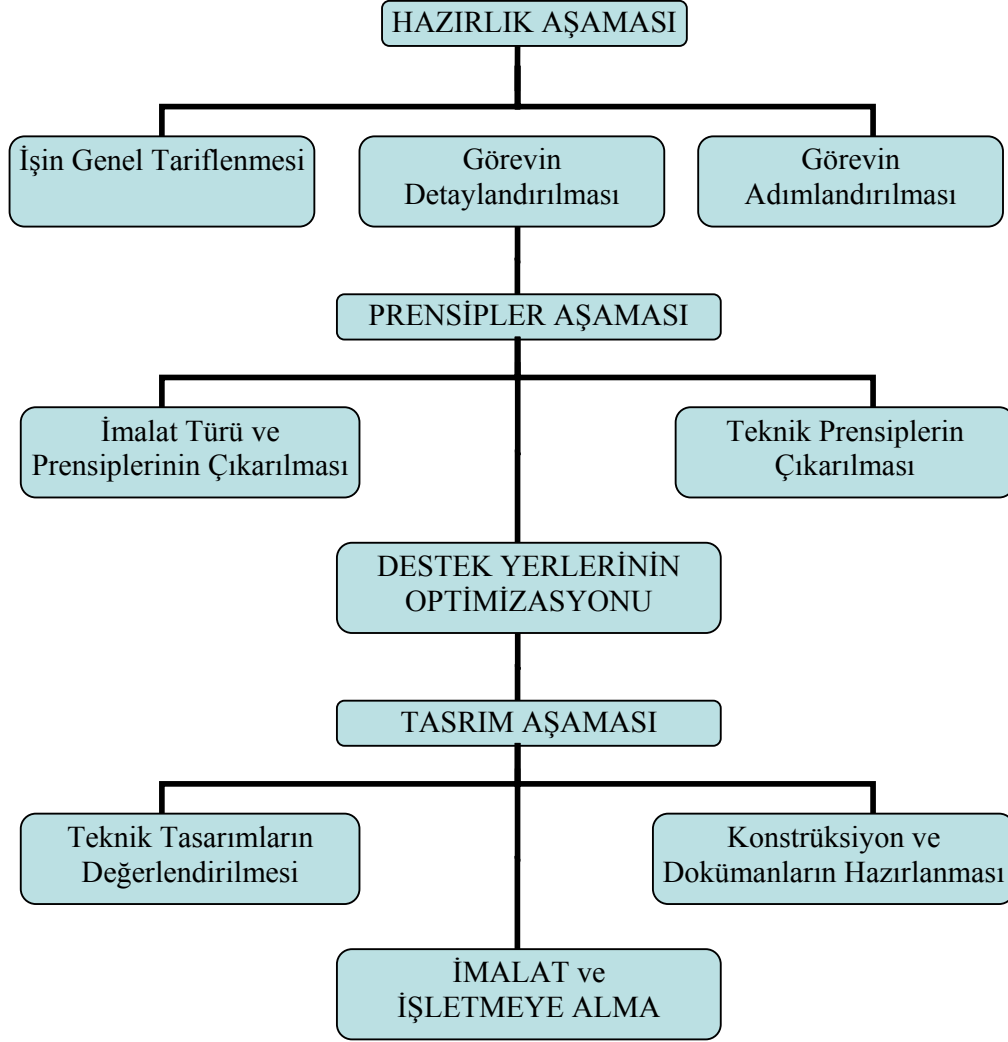


Şekil 3.10. Fikstürlerde akışkan basınçlı sıkma elemanları

3.2.3. Fikstürlerde Diğer Elemanlar

(a) Gövdeler; fikstürlerin fonksiyonel elemanları olan tutma, referanslama ve sıkıcıların üzerinde toplandığı pleyt veya döküm gövdelerdir. Fikstür gövdesi; sac parça, sıkıcı ve tutucu elemanlar üzerindeki kuvvet akışlarını ilettiğinden uygun rijitliğe sahip olmalıdır.

(b) Diğer elemanlar: kılavuzlar, pimler, masterlar, burçlar, vs.'dir (CADEM A.Ş. 2003).



Şekil 3.11. Fikstür tasarım ve konstrüksiyon prosesi

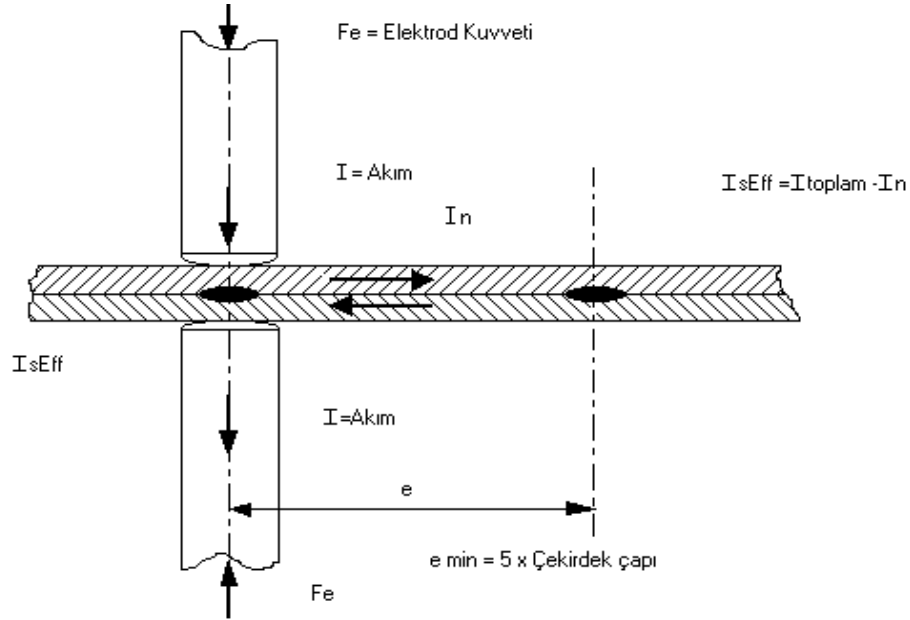
4. PUNTA DİRENÇ KAYNAĞI

4.1. Direnç Kaynağının Prensibi ve Yöntemleri

Direnç kaynağı, iş parçalarından geçen elektrik akımına karşı, iş parçalarının gösterdiği elektrik direncinden elde edilen ısı ve kaynak bölgesine uygulanan basma kuvveti ile gerçekleştirilen bir kaynak yöntemidir. Ayrıca bir dış ısı kaynağı yoktur.

Bütün direnç kaynak yöntemleri, uygun bir “akım şiddeti-kaynak zamanı” düzenlemesi gerektirir. Akım kapalı bir devre boyunca akar. Akımın sürekliliği, kullanılan yöntemeye uygun tarzda şekillendirilmiş elektrotların uyguladığı basma kuvveti sayesinde gerçekleşir.

Bu yöntemle, direnç kaynağı yöntemiyle 12 mm kalınlığa kadar çelik saçların, 1 mm kalınlığa kadar bakır levhaların ve 5 mm kalınlığa kadar alüminyum levhaların kaynağı yapılabilmektedir. Bakır ve alüminyum yüksek ısıl iletkenlikleri düşük elektrik dirençleri, daha kalın levhalarda kaynak işlemini zorlaştırmaktadır.



Şekil 4.1. Punta direnç kaynağı prensibi

4.2. Nokta Kaynağı Değişkenlerinin İncelenmesi

Kaynak kalitesini etkileyen kaynak değişkenleri şu şekilde sıralanabilir.

- a) Elektrotların malzemesi ve boyutları
- b) Kaynak akımı
- c) Elektrot kuvveti
- d) İş parçasının malzemesi
- e) İş parçasının yüzey durumu

4.3. İş Parçasının Malzemesi

Metallerde, elektrik ve ısı iletkenlik genellikle aynı yönde paralel olarak değişir. Bu nedenle, yüksek elektrik iletkenliği ve dolayısıyla da yüksek ısı iletkenliğine sahip bakır, gümüş, alüminyum gibi metallerde yüksek akım yoğunluğunda dahi, üretilen ısı çevreye hızla yayılır ve erime için gerekli ısı birikimini engeller. Bu ise, kaynak işlemini imkânsız veya zor hâle sokar. Diğer taraftan, mevcut ticarî birçok metalin birim kütlelerini erime sıcaklığına yükseltmek için gerekli ısı miktarı aynı mertebededir. Örneğin, alüminyum ve paslanmaz çelik gibi oldukça farklı nokta kaynağı özelliklerine sahip iki metali erime sıcaklıklarına getirmek için birim kütleleri başına yaklaşık aynı miktarda ısı gerekir. Bununla beraber, alüminyum elektrik ve ısı iletkenliği paslanmaz çeliğe göre sırasıyla yirmi ve on defa daha büyüktür. Bu nedenle, alüminyum için gerekli kaynak akımı, paslanmaz çelik için gerekli olandan oldukça fazladır.

4.4. Isıl Denge

Eğer eşit bileşimde ve kalınlıkta iki levha, eşit kütle ve şekle sahip elektrotlarla kaynak edilirse, ısı her iki parçada da üniform olarak üretilecek ve kaynak kesiti tipik oval biçimde olacaktır. Bu şart mevcut ise ısı iletkenliği mevcuttur. Bununla beraber, levhalardan biri diğerinden daha yüksek elektriksel dirence sahipse, ısı bu levhada diğerine nazaran çok daha hızlı üretilecektir. Bu durumda ısı iletkenliği mevcuttur. Paslanmaz çelik ve orta karbonlu çelik gibi, farklı iki metal kaynak edildiğinde, ısı iletkenliği ya yüksek dirençli paslanmaz çelik tarafındaki elektrot temas alanını artırarak

yahut düşük dirençli karbonlu çelik tarafında, daha yüksek dirençli elektrotlar kullanarak sağlanır.

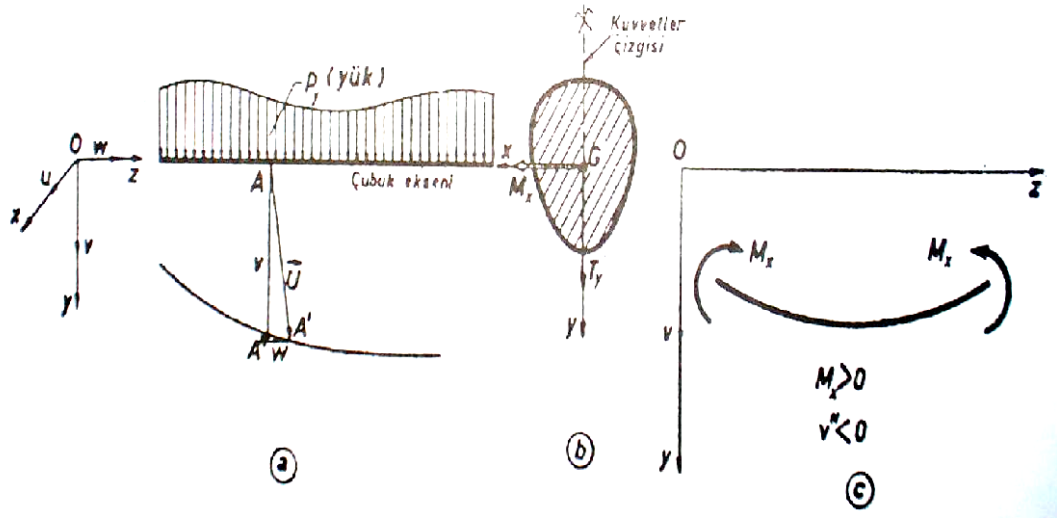
4.5. Kaynak Noktasının Mukavemeti

Nokta kaynağının statik mukavemetini tayin için aşağıdaki deneyler yapılmaktadır:

- a) Çekme-makaslama deneyi,
- b) Haç biçimi çekme deneyi
- c) U biçimi çekme deneyi,
- d) Burulma deneyi.

5. ELASTİK EĞRİ ve KESİT TESİRİ

Eksenleri doğru olan çubuklar, eğildikten sonra eksenleri eğri olmakta ve buna *elastik eğri* denilmektedir. Basit eğilmede elastik eğrinin eğriliği sabit kalmakta, yani eğilen çubuk eksenini bir *daire* yayına dönüşmektedir. Ancak, kesmeli eğilmede; eğrilik - moment bağıntısında, eğilme momenti değişken olduğu için, eğrilik değişecek, dolayısıyla *elastik eğri* artık daire olmayacaktır. İşte bu genel eğri şeklini belirten metoda elastik eğri metodu denir (Şekil 5.1).



Şekil 5.1. Elastik eğride eğrilik – moment bağıntısı

5.1. Diferansiyel Denklem

Elastik eğri probleminde önemli nokta, $v(z)$ çökmeleriyle bunu doğuran p_y yükleri arasında bir bağıntı kurmaktır. Aranana bu bağıntının çubuğun uç şartlarından -sınır şartlarından- bağımsız olması isteniyorsa, bağıntının türevlerle ifade edilen bir *diferansiyel denklem* olması gerekir. Bu denkleme en iyi aşağıda verilen *eğrilik - moment* bağıntısından varılabilir; şöyle ki adı geçen bağıntının;

$$\frac{1}{\rho_x} = \frac{M_x}{EJ_x}$$

sol tarafındaki eğrilik, $v(z)$ fonksiyonuyla ifade edilecek olursa;

$$\frac{1}{\rho_x} = \pm \frac{d^2v/dz^2}{\left[1 + \left(\frac{dv}{dz}\right)^2\right]^{3/2}}$$

çökmeler eğilme momentiyle bağlanmış olur. Artık aranan denklem

$$\pm \frac{d^2v/dz^2}{\left[1 + \left(\frac{dv}{dz}\right)^2\right]^{3/2}} = \frac{M_x}{EJ_x}$$

den ibarettir.

Bu denklem $v(z)$ fonksiyonuna göre *lineer* değildir. Paydadaki $\frac{dv}{dz}$ eğiminin *yatık* eğrilerde küçük olduğunu düşünüp, bunun karesini *birin* yanında terk edersek, denklem *lineerleştirilmiş* olarak,

$$\frac{d^2v}{dz^2} = -\frac{M_x}{EJ_x}$$

elde edilir. *Yük* ile *çökme* arasındaki bağıntıyı bulmak için EJ_x rijitliği sabit kabul edilir ve denklemin her iki tarafının da z' ye göre iki defa türevi alınır ve aşağıdaki denklem;

$$\frac{d^4v}{dz^4} = \frac{p_y}{EJ_x}$$

elde edilir.

Elastik eğrinin diferansiyel denkleminin lineerleştirilmiş olması *süperpozisyon* kanununu geçerli hale getirir. Bu denklemde; çökmelerin çeşitli türevleri, çubuğa ait *geometrik ve mekanik* tipten büyüklükler ile orantılıdır. Bu büyüklükleri, önemleri dolayısıyla, aşağıdaki gibi sıralayabiliriz:

$$\begin{aligned} v(z) &= \text{çökmeler,} \\ v'(z) &= \text{eğilmeler veya kesit dönmeleri, } \Omega_x, \\ -EJ_x v''(z) &= M_x, \text{ eğilme momenti,} \\ -EJ_x v'''(z) &= \tau_x, \text{ kesme kuvveti,} \\ EJ_x v^{IV}(z) &= p_y, \text{ yayılı yükün şiddeti,} \end{aligned}$$

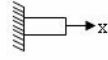
$v(z)$ bulunduktan sonra, bu denklemlerin ardışık türevlerle; eğimi, eğilme momentini, kesme kuvvetini ve yükü bulmak mümkündür.

5.2. Sınır Şartları

$$\frac{d^4 v}{dz^4} = \frac{p_y}{EJ_x} \quad \text{diferansiyel denklemini dördüncü mertebededir ve entegrasyonda}$$

dört tane sabite rastlanır. Bunların belirtilmesi için çubukların uçlarındaki bağlantı şeklinin, kısaca, mesnet şartlarının bilinmesi gerekir. Aşağıda çeşitli mesnet şekilleri ve bunlarla ilgili sınır şartları verilmiştir:

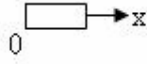
(a) Geçme (ankastre) mesnet;



$$x = 0 \quad \text{için} \quad v = 0, \quad v' = 0$$

(b) Bağısız uç;

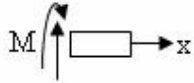
Bağısız olan uç, aynı zamanda etki bakımından da boş ise;



$$x = 0 \quad \text{için} \quad v'' = 0, \quad v''' = 0$$

dinamik şartları geçerlidir.

Eğer bağısız uca etkiyen bir P dış kuvvetiyle M dış kuvvet çifti var ise şartlar;

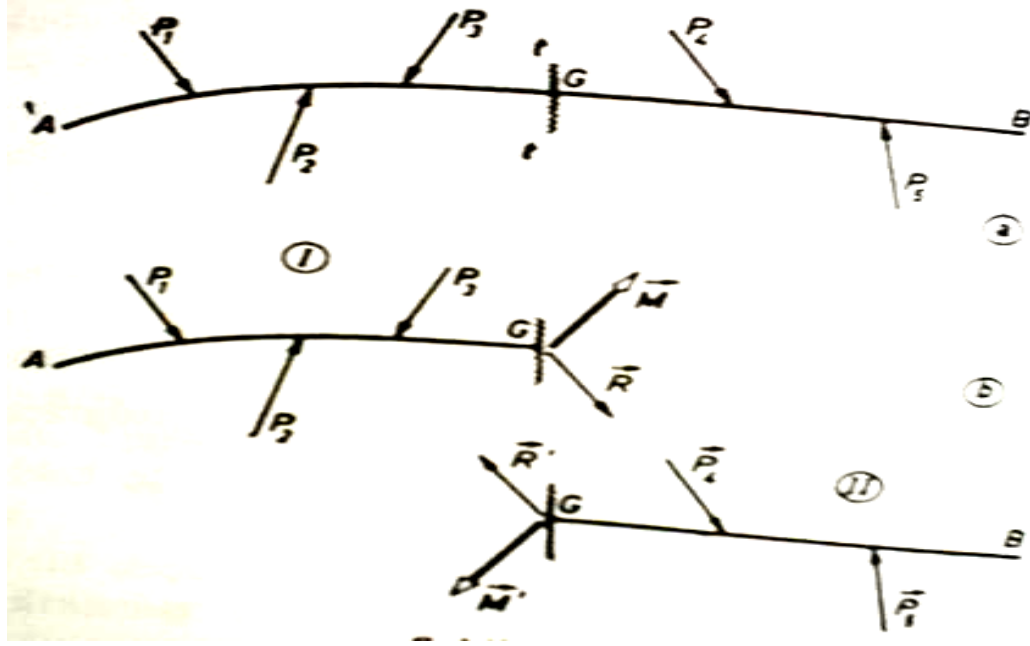


$$x = 0 \quad \text{için} \quad -EI_z v'' = M, \quad -EI_z v''' = P$$

şeklinde olur.

5.3. Kesit Tesiri

Kesit tesirleri bir dik kesitte bulunan iç kuvvetlerdir. Mesela dış kuvvetin etkisi altında dengede bulunan bir çubuk ele alındığında; Şekil 5.2 a' da ayırma prensibine dayanarak (t-t) dik kesitiyle çubuğu I ve II gibi iki kısma ayıralım.



Şekil 5.2. Kesit tesiri prensibi

I kısmının yalnızca dengesi incelenecek olursa buna II kısımdan gelen tesirleri de katmak icap eder. (t-t) ayırma yüzeyi ile bir parçadan diğerine geçen ve kesit üzerinde yayılı olan bu iç kuvvetleri –gerilmeleri- kesitin G ağırlık merkezine indirgeyelim. Bu takdirde genel olarak bir \bar{R} kuvvetiyle bir de \bar{M} momenti bulunur. İşte bu iki vektörle ifade olunan iç kuvvetlere *kesit tesirleri* denir. Şekil 5.2 b' de inceleme konusu olan çubuk parçası I olacağı yerde II olursa bu takdirde I' den etkinin hesaba katılması gerekecektir. Bu durumda kesit tesirlerini \bar{R}' ve \bar{M}' vektörleri gösterir. Etki ve tepki arasındaki bağıntıya dayanarak;

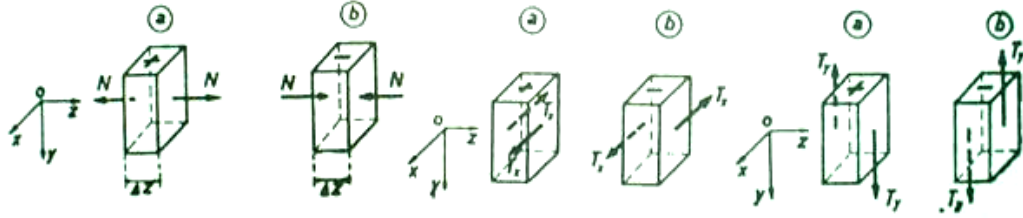
$$\bar{R}' = - \bar{R} \text{ ve } \bar{M}' = - \bar{M}$$

edeceğinden bu değerleri evvelki kesit tesirlerinin zıt yönüsü olarak alırız.

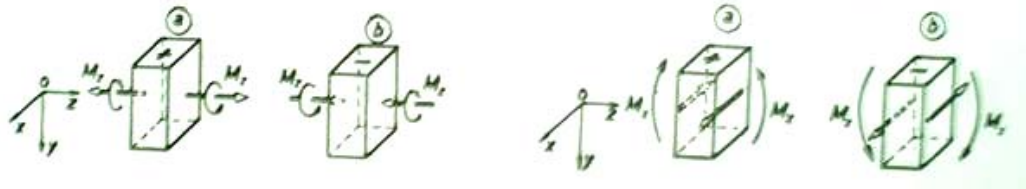
5.4. Basit Mukavemet Hallerinin İşaretleri

Genel olarak basit mukavemet hallerinin işaretlendirilmesinde esas prensip; Dış normalin yönü z ekseninin artma yönünde olan bir kesitte, tesirlerin yönleri de koordinat eksenlerinin yönleriyle çakışırsa bunlar *artı işaretli* sayılacaklardır. Dış normalin yönü z eksenine zıt yönde olan kesitlerde ise, tesirlerin yönü de koordinat eksenleriyle zıt yönde olmalıdır ki onlar da *artı* sayılabilsin.

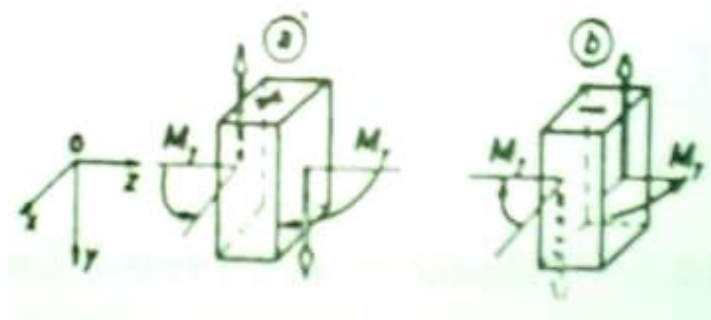
Aşağıdaki şekillerde, işaretlendirmeye ait şemalar z ve z+Δz kesitleri arasında kalan bir *çubuk elemanı* üzerinde gösterilmiştir:



Şekil 5.3. Eksenel normal kuvvet için artı ve eksi işaretler



Şekil 5.4. Burulma kuvvet çiftlerinin ve Eğilme momenti için işaretler



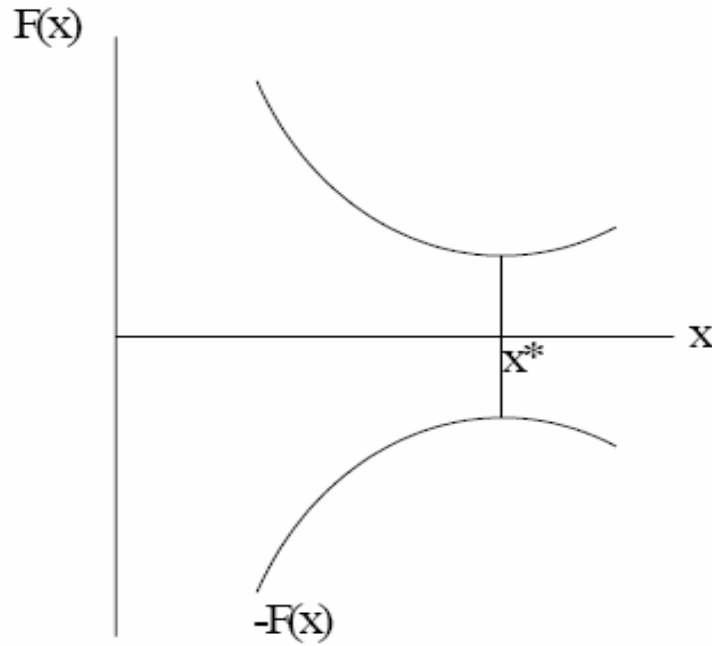
Şekil 5.5. Eğilme momentine ait işaretler

6. DİZAYN OPTİMİZASYON TEORİSİ

6.1. Optimizasyonun Tanımı

Bir fonksiyonun maksimum veya minimum değerini veren durumların bulunması işlemine *optimizasyon* denir. Bir optimizasyon problemi genel olarak;

$F(\chi)$ fonksiyonunu minimize eden $g_j(\chi) \leq 0, j = 1, 2, \dots, m$ ve $h_i(\chi) = 0, i = 1, 2, \dots, n$ kısıtlarını sağlayan $\chi = \{\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_p\}$ değerlerinin bulunması şeklinde tanımlanabilir. Burada $F(\chi)$ fonksiyonu amaç fonksiyonudur. $g_j(\chi), h_i(\chi)$ eşitsizlik ve eşitlik kısıtlarıdır. $\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_p$ ise dizayn değişkenleridir.



Şekil 6.1. Optimizasyon eğrisi

χ^* noktası $F(\chi)$ fonksiyonunun minimum noktası ise, $-F(\chi)$ fonksiyonunun maksimum noktasıdır.

Optimizasyonun mühendislik anlamı ise, verilen koşullar altında en iyi sonucu elde etme işidir. Herhangi bir mühendislik sisteminin tasarımında, konstrüksiyonunda veya bakımda mühendisler birçok aşamada teknolojik ve idari kararlar alırlar. Bunlar,

karın maksimum olması, maliyetlerin minimum olması, ürün ağırlığının minimum olması ve verimin maksimum olması gibi kararlardır. Bu kararlar belirli değişkenlerin bir fonksiyonu olarak ifade edilebilirse optimum dizayn problemini oluşturabilirler. Elbette ki farklı optimizasyon problemleri için farklı optimizasyon metotları geliştirilmiştir.

Matematiksel programlama teknikleri: Bir fonksiyonun verilen koşullar altında minimumunu bulmada işe yarar.

- Stokastik metot: Rasgele değişen değişkenler ile tanımlanan problemlerin analizinde kullanılır.
- İstatistiksel metot: Deneysel verilerin analizi ve fiziksel durumun tam kesin olarak anlatılabilmesi için ampirik modellerin kurulmasına olanak sağlar.

6.2. Optimizasyonda Mühendislik Uygulamaları

Herhangi bir mühendislik probleminde, optimizasyon kolayca uygulanabilir. Önemli olan amaç fonksiyonunu sağlamak için kullanacağımız parametreleri ve kısıtları yani optimizasyon değişkenlerini iyi belirlemektir. Optimizasyonun kullanılabileceği farklı alanlarda mühendislik uygulamalarına dair aşağıda birkaç örnek verilmiştir;

- Uzay yapıları ve uçakların minimum ağırlıkta dizaynı için,
- İnşaat yapılarının minimum maliyetlerde tasarımı ve yapımı için,
- Su kaynak sistemlerinin maksimum karlılıkta dizaynı için,
- Yapıların deprem, rüzgâr ve diğer tip düzensiz zorlanmalarda minimum ağırlıkta dizaynı için,
- Mekanizmalar, kamlar, dişliler, ve diğer makine elemanlarının optimum tasarımı için,
- İletim makinelerinin minimum maliyeti için dizayn çalışmalarında,
- Minimum üretim maliyeti için metal kesme işlemlerinde,
- Elektrik ağlarının optimum dizaynında,
- En kısa yol problemlerinde,
- Boru hattı sistemlerinin dizaynında,
- Sanayi için şehir seçimlerinde,
- Kontrol sistemlerinin optimum dizaynında,

- Amaç olarak minimize ya da maksimize edilebilecek her türlü problemde,
- Endüstri mühendislerinin amaç aldığı her türlü yöneylem çalışmasında, optimizasyon metotları kullanılır.

6.3. Dizayn Optimizasyonu Probleminin Formülasyonu

Bir optimizasyon probleminin matematiksel olarak formüle edilebilmesi için aşağıdaki üç basamak takip edilmelidir;

- Dizayn değişkenlerinin belirlenmesi;
- Amaç fonksiyonun tanımlanması ve dizayn değişkenleri cinsinden ifade edilmesi;
- Kısıtların tanımlanması ve dizayn değişkenleri cinsinde ifade edilmesi.

6.4. Dizayn Değişkenleri

Bir sistemin dizaynını tanımlamak için seçilen değişkenlere dizayn değişkenleri denir. Bu değişkenlere ilk olarak rasgele değerler verilerek sistem oluşturulur. Dizayn değişkenlerinin doğru seçilmesi gerekmektedir. Bunlar, mümkün olduğu kadar birbirlerinden bağımsız olmalıdırlar. Bazen bağımlı dizayn değişkenleri seçilmişse de, bu problem formülasyonunun gereksiz yere karmaşık hale gelmesine neden olur.

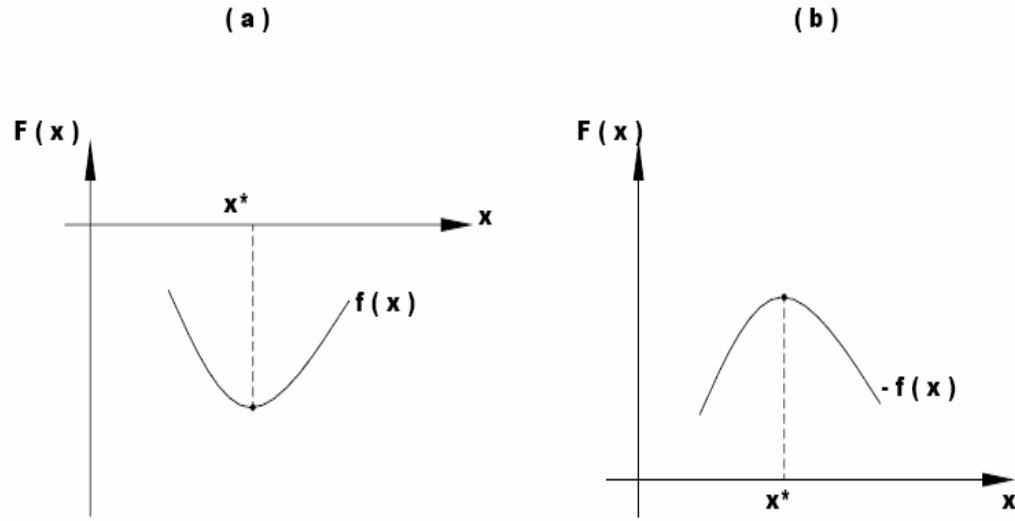
6.5. Amaç Fonksiyonu

Bir sistem ile ilgili birden fazla ve bazıları diğerlerinden daha iyi uygun dizaynlar olabilir. Bunları birbirleri ile kıyaslamak için bir kritere ihtiyaç vardır. İşte bu kritere optimum dizayn problemi için amaç fonksiyonu denir. Bu fonksiyon dizayn değişkenlerine bağımlıdır. χ dizayn değişkeni vektörü olmak üzere, amaç fonksiyonu $f(\chi)$ ile gösterilir.

Amaç fonksiyonunu doğru seçmek dizayn işleminde çok önemlidir. Minimum maliyet, maksimum kar, minimum ağırlık, minimum enerji gibi birçok amaç fonksiyonu kullanılmaktadır. Eğer amaç fonksiyonu maksimum kar problemindeki gibi bir maksimum bulma problemi ise $-f(\chi)$ olarak alınır (Şekil 6.2).

Birçok dizayn problemlerinde, amaç fonksiyonu ve bunun dizayn değişkenleri ile nasıl bir ilişkisi olacağı açık değildir. Genelde bu tip problemler birçok alt probleme ayrılarak, her birinin dizayn optimizasyonu yapılarak çözülür. Örneğin bir binek arabanın optimizasyonu için dizayn değişkenleri nelerdir?. Amaç fonksiyonu nedir?. Dizayn değişkenleri ile ifade edilecek fonksiyonel hali nasıldır?. Bu oldukça karmaşık bir problemdir.

Fakat problem, kapılar, yan paneller, tavan, süspansiyon sistemi, iletim sistemi vb. gibi alt problemlere ayrılıp her biri optimize edilerek çözülebilir.



Şekil 6.2. Minimum ve maksimum bulma

6.6. Dizayn Kısıtları

Optimizasyon problemleri kısıtlanmamış (unconstrained) ve kısıtlanmış (constrained) olmak üzere iki ana başlık altında toplanabilir. Adından da anlaşılacağı gibi kısıtlanmamış optimizasyon, amaç fonksiyonu üzerinde hiçbir kısıtlamanın olmadığı problemlerin optimum çözümünün bulunmasıdır. Kısıtlanmış optimizasyon ise en az bir adet kısıtlamanın tanımlandığı problemlerdir.

Dizayn optimizasyonu problemlerinin genel tanımı aşağıdaki gibi yapılmaktadır.

$\chi = (\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_n)^T$ dizayn değişkenleri vektörü olmak üzere;

$F(\chi) = f(\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_n)$ amaç fonksiyonu

$h_1(\chi) = 0 \quad i=1 \rightarrow p$ eşitlik kısıtlamaları

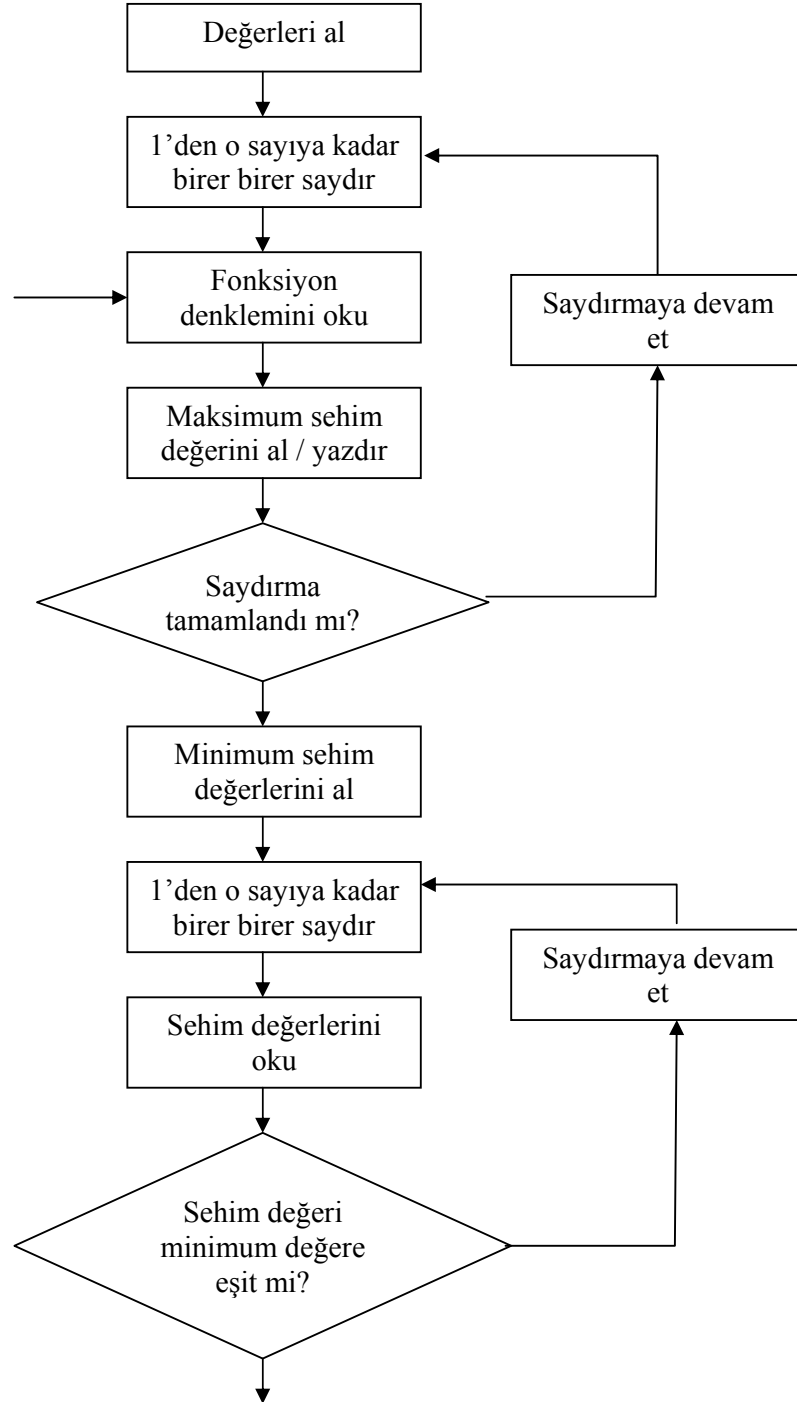
$g_1(\chi) \leq 0 \quad i=1 \rightarrow m$ eşitsizlik kısıtlamalarına göre minimum yapar.

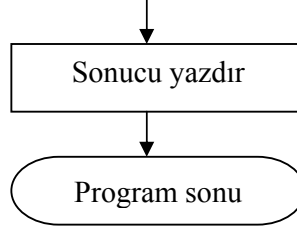
Eğer kısıtlanmamış bir optimizasyon problemi ise sadece;

$f(x) = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ amaç fonksiyonunu minimum yapar (SİPAHİ, E. 2004).

7. MATLAB' DA ARAMA YÖNTEMİYLE OPTİMİZASYON

Arama yöntemi, bir kodun "belli bir koşul" sağlandığı sürece tekrar tekrar çalıştırılmasını sağlar. Bu ifadenin şematik gösterimi aşağıdaki gibidir:





Şekil 7.1. MATLAB program algoritması

Burada bir sayı aldıktan sonra 1'den o sayıya kadar saydırmak için bir koşul kullanmalıyız. Bunun için de "ilk değeri olarak 1 verdiğimiz değişkenin değerinin kullanıcının girdiği sayıya eşit olmaması" koşulunu kullanırsak doğru olduğu sürece döngü çalışacaktır. Bu arama yöntemiyle optimizasyonu, MATLAB programında, çoğu program dilinde olduğu gibi "for" döngüsüyle gerçekleştirebiliriz.

8. ANSYS İLE DİZAYN OPTİMİZASYON

8.1. Giriş

ANSYS programının içerdiği optimizasyon modülü (/OPT) ile ANSYS programında, optimum dizayn problemleri çözülebilmektedir. ANSYS programı alt problem yaklaşımı metodu (subproblem approximation method) ve birinci mertebe metodu (first order method) olmak üzere, iki farklı metot kullanılarak dizayn optimizasyonu yapmaktadır. Alt problem yaklaşımı metodu çokça kullanılmakla birlikte, birinci mertebe metodu yüksek kesinlik gerektiren problemler için daha uygundur. Her iki metotta da program, analiz-dönüştürme-tanımlama işlemlerini içeren döngüleri (loop) gerçekleştirir. Bu döngü istenen kriterler sağlanana kadar devam ettirilir.

8.2. ANSYS Terminolojisinde Optimizasyon için Kullanılan Temel Kavramlar

Dizayn optimizasyonu prosedürüne geçmeden önce, bazıları “design variable”, “state variable”, “objective function”, “feasible ve infeasible design”, “the analysis file”, “iterations”, “loops”, “optimization database” gibi ANSYS terminolojisinde geçen bazı ifadelerin tanımları aşağıda yapılmıştır.

(a) Dizayn Değişkenleri (DV : Design variables)

“Dizayn değişkenleri” olarak tanımlanan bu ifadelerden ANSYS’ de 60 taneye kadar tanımlanabilir. Kısaca DV olarak isimlendirilebilir.

(b) Durum Değişkenleri (SV : State variables)

“Dizayn kısıtlamaları” denilen bu ifadelerden ise 100 taneye kadar tanımlanabilir. Kısaca SV olarak isimlendirilir. Durum değişkeni olarak tam Türkçe karşılıkları söylenebilir.

(c) Amaç Fonksiyonu (Objective function)

Bu ifadeden bir adet tanımlanır. Daha önce de belirtildiği gibi, uygun dizaynlar arasında hangisinin daha iyi olduğunun anlaşılmasına yardım eden kriterdir.

DV, SV ve amaç fonksiyonu hep birlikte “optimizasyon değişkenleri” (optimization variables) olarak adlandırılırlar. Bir ANSYS optimizasyonunda bu değişkenler kullanıcı tarafından isimlendirilen ve “parametre” denilen değişkenlerle temsil edilir. Kullanıcı hangi parametrelerin DV, hangilerinin SV ve hangisinin amaç fonksiyonu olacağını belirtmek zorundadır.

(d) Uygun ve Uygun Olmayan Dizayn (Feasible & Infeasible Design)

Uygun dizayn, DV ve SV için belirtilen tüm kısıtlamaları sağlayan dizayndır. Eğer kısıtlamaların herhangi bir tanesi bile ihlal ediliyorsa dizayn uygun olmayandır.

(e) En İyi Dizayn (Best Design)

Tüm sınırlamaları sağlamakla birlikte amaç fonksiyonunu minimum yapan dizayndır.

(f) Analiz Dosyası (Analysis File)

Birkaç değişik şekilde oluşturulabilen ve işlem öncesi (preprocessing), çözüm (solution) ve işlem sonrası (postprocessing) denilen tüm analiz safhalarını içeren bir ANSYS girdi dosyasıdır. Bu dosya DV, SV ve amaç fonksiyonu ifadelerini tanımlayan parametrelerle oluşturulmuş, yani parametrik olarak tanımlanmış bir model içermelidir. Bu dosya kullanılarak bir optimizasyon döngü dosyası, uzantısı “.loop” olmak üzere (örneğin; jobname.loop) otomatik olarak oluşturulur ve optimizasyon işleminde bu dosya kullanılır. Burada “jobname” (iş adı) yapılan çalışmaya verilen isimdir.

(g) Döngü (Loop)

Optimizasyon işleminde analiz dosyasının bir defa kullanılmasını ifade eder. Son döngü işleminden sonraki çıktılar, yani parametrelerin son değerleri “jobname.op” adlı dosyada saklanır.

(h) Optimizasyon İterasyonu (Optimization Iteration)

Yeni bir dizayn setini oluşturan bir veya birden fazla döngüyü ifade eder. Birinci mertebe metodunda bir iterasyon bir döngüye eşittir.

(i) Optimizasyon Veritabanı (Optimization Database)

Optimizasyon veritabanı değişken tanımlamaları, parametreler ve tüm optimizasyon tanımlarını içerir. Bu veritabanı “jobname.opt” dosyasına kaydedilir.

8.3. ANSYS ile Dizayn Optimizasyonunun Prosedürü

“ Bir ANSYS optimizasyonu için temelde iki yol vardır:

(a). Bir batch dosyası oluşturup bu dosyayı daha sonra çalıştırarak. Bu dosya, bir text editörü (örneğin; Notepad, Wordpad) kullanılarak gerekli olan bütün komutlar sırası ile yazılmak sureti ile oluşturulur.

(b). Grafik Kullanıcı Arayüzü (GUI: Graphical User Interface) ile işlemleri interaktif olarak gerçekleştirerek. Bu yöntemde ise ANSYS Software programı açılıp, menüler ve diyalog kutuları yardımı ile optimizasyon işlemi yapılır. Arzu edildiğinde menüleri kullanmaksızın girdi kutusu'na (ANSYS input) aynen batch dosyasının oluşturulması gibi, komutlar gerekli argümanları ile birlikte sırayla girilerek ve her birinin ardından Enter tuşuna basılarak da yapılabilir. Özellikle kompleks analizler için (örneğin; nonlinear) birinci yol daha uygun bir yaklaşım olabilir.

Dizayn optimizasyonu prosedürü aşağıdaki ana adımları içerir. Bu adımlar optimizasyonun GUI veya batch modu ile yapılması durumunda bazı küçük farklılıklar gösterebilmektedir.

1. Döngü için kullanılacak analiz dosyasının oluşturulması. Bu dosya aşağıdaki bölümleri içerir:
 - a. Modeli parametrik olarak oluşturmak (PREP7 modülü)
 - b. Çözümü yapmak (SOLU modülü)
 - c. SV ve amaç fonksiyonu olarak kullanılan parametrelere cevap değerlerini atamak
2. Optimizasyon için parametrelerin tanıtılması
3. Optimizasyon modülüne geçiş ve analiz dosyasının belirtilmesi (OPT modülü)
4. Optimizasyon değişkenlerinin belirtilmesi (OPT)
5. Optimizasyon aracını veya metodunun seçilmesi (OPT)
6. Optimizasyon döngü kontrollerinin belirtilmesi (OPT)
7. Optimizasyon analizinin başlatılması (OPT)
8. Dizayn setleri sonuçlarının (OPT) ve analiz sonuçlarının (POST1 ve POST26) incelenmesi”.

8.4. ANSYS Optimizasyon Teknikleri

ANSYS programında kullanılan optimizasyon teknikleri “optimizasyon metotları” ve “optimizasyon araçları” olmak üzere iki alt başlıkta incelenir.

Optimizasyon metotları, belli kısıtlara göre, verilen bir fonksiyonu (amaç fonksiyonu) minimum ya da maksimum yapmaya çalışan tekniklerdir. ANSYS programında “Alt Problem Yaklaşımı” (Subproblem Approximation) metodu ve “Birinci Mertebe” (First – Order) metodu olmak üzere iki çeşit metot kullanılır.

Alt Problem Yaklaşımı (Subproblem Approximation) Metodu: Sıfırıncı mertebeden (türev içermeyen) olan ve tüm bağımlı değişkenlere (SV ve OBJ) yaklaşımlar kullanan bir metottur. Çok geniş bir çerçevede, mühendislik problemlerine uygulanabilen genel bir metottur.

Birinci Mertebe (First – Order) Metodu: Bu metot, dizayn değişkenlerine göre bağımlı değişkenlerin eğimlerini içeren türevsel bilgileri kullanır. Eğimler birinci mertebeden türevleri ifade ettikleri için, bu metot birinci mertebeden diye adlandırılır.

Bu metot bağımlı değişkenlerin çok geniş bir aralıkta sınırladığı problemler için çok yüksek doğrulukta işlem yapar.

Bir de kullanıcıların kendi optimizasyon algoritmalarını oluşturabildikleri User Defined metodu vardır.

Optimizasyon araçları ise, problemin dizayn uzayını anlamak ve ölçmek için kullanılan tekniklerdir. Burada problemin sadece çevresinin tanınması için işlem yapılacağından herhangi bir minimizasyon yapılmayacağından amaç fonksiyonunun tanımlanmasına gerek yoktur. Ancak problemin tanıtılabilmesi için mutlaka dizayn değişkenleri tanımlanmalıdır. ANSYS programında kullanılan optimizasyon araçları şunlardır ;

Tek Döngü Çalıştırma (Single Loop Run) Aracı: Bu araçla sadece bir döngü gerçekleştirilir ve sonlu eleman çözümü oluşturulur. Amaç dizayn değişkenlerinin seçile bazı değerleri için sonucun ne olduğunu görmektir. Birden fazla alternatif denenecekse her döngü çalıştırılmadan önce denenecek olan dizayn değişkenleri değiştirilir.

Rasgele Dizayn Oluşturma (Random Design Generation) Aracı: Her bir rasgele dizayn değişkenleri için birden çok döngü gerçekleştirilir. Yapılacak döngülerin maksimum sayısı ve arzulanan sayıda uygun seti veren döngü sayısı belirtilebilir. Bu araç, dizayn uzayı ve yapılacak analiz için uygun dizayn setleri hakkında geniş kapsamlı bilgi elde etmek için kullanışlıdır.

Süpürme (Sweep Generation) Aracı: Referans bir dizayn setinden başlayarak birkaç dizayn seti oluşturulur. Bunu yaparken program bir dizayn değişkenini alır ve bunun değerini belirtilen sınırlar içinde değiştirir.

Faktöriyel Değerlendirme (Factorial Evaluation) Aracı: Bu araç dizayn değişkenlerinin tüm uç noktalarında dizayn setleri oluşturmak için kullanılır. Bu teknik, “deney dizaynı” olarak bilinen, tüm ve parça faktöriyel analizi olarak iki seviye kullanan teknoloji ile ilişkilidir.

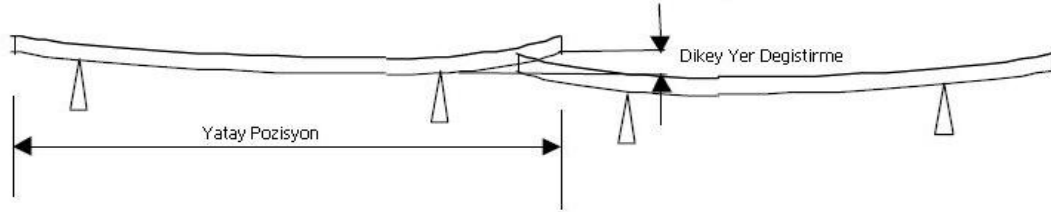
Eğim Değerlendirme (Gradient Evaluation) aracı: Kullanıcı tarafından belirtilmiş bir dizayn setinde, dizayn değişkenlerine göre durum değişkenlerinin ve amaç fonksiyonunun eğimlerini hesaplar. Bu aracı kullanarak yerel dizayn hassasiyetleri de araştırılabilir (SİPAHİ,E. 2004).

9. MATERYAL ve YÖNTEM

9.1. Giriş

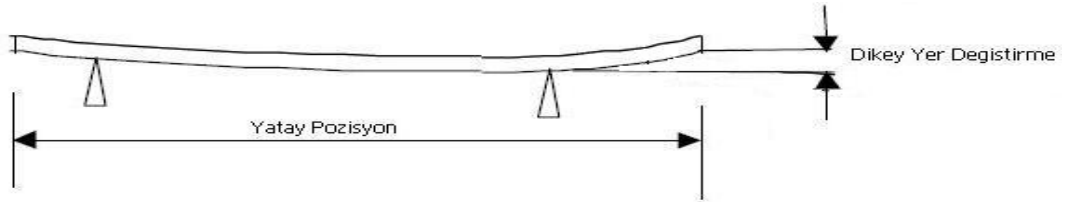
Fikstürlerde, önceki bölümlerde bahsedildiği gibi, sac parçanın kendi ağırlığından dolayı oluşan yer değiştirme değerlerinin minimum olduğu konfigürasyonu bulmak büyük önem arz etmektedir.

Bu bölümde, fikstürdeki parçayı taşıyan destek yerlerinin optimum değerlerini bulma problemini iki ayrı yöntemle çözeceğiz. Birincisi; elastik eğri diferansiyel denklem ifadesinden elde edilen analitik çözümden, MATLAB programında Arama Yöntemiyle Optimizasyon metodu kullanılarak optimum değerlerin elde edilmesidir. İkincisi ise, ANSYS programında önce basit kiriş, daha sonra düzlem yüzey (alan) olarak parçanın modellenmesi ve Sonlu Elemanlar Yöntemi kullanılarak her iki durum için de optimum değerlerin elde edilmesidir.



Şekil 9.1. Destek yerleri ve iki parçadaki yer değiştirmeler

Şekil 9.1.' de, kaynak olmak üzere mesnetler üzerine yerleştirilmiş iki sac parça ve her birinde oluşan maksimum yer değiştirmeler (sehim) gözükmektedir. Bu çalışmamızda, sac parçaları bağımsız olarak düşüneceğiz. Birbirlerine temas eden yüzeyden uyguladıkları kuvveti ihmal edip parçaları tek olarak çözeceğiz (Şekil 9.2). Parça homojen ve mesnet yerleri, merkez eksenine göre simetrik kabul edilecektir.



Şekil 9.2. Destek yerleri ve tek parçadaki yer değiştirmeler

Problem çözümünde, kaynak olmaya elverişli, DIN 17155 (10.83) normuna göre, endüstride kullanılan bir (çelik) sac parça seçildi. Parçanın, eni ve boyu birbirine eşit olmak üzere 500x500 [mm] ve kalınlığı 1 [mm] olarak alındı. Bu norma göre sac parçanın fiziksel özellikleri aşağıdaki çizelgedeki gibidir:

Çizelge 9.1. Sac parçanın DIN normuna göre fiziksel özellikleri

Sac Parçanın Fiziksel Özellikleri			DIN 17155 (10.83)
Çelik Türü	Malzeme No	Çekme Mukavemeti N/mm ²	Kopma Uzaması % A
10 CrMo 9 10	1.7380	480...630	18

Ayrıca; problem çözümlerimizde başlangıç şartlarını oluşturan, parçanın diğer özellikleri aşağıdaki gibidir:

Başlangıç Şartları:

$$\begin{aligned} \text{Parça Hacmi (V)} &= 500 \times 500 \times 1 & [\text{mm}^3] &= [L \times b \times h] \\ \text{Yoğunluk } (\rho) &= 7860 & [\text{kg/m}^3] & \\ \text{Yer Çekim İvmesi (g)} &= 9,81 & [\text{m/s}^2] & \end{aligned}$$

9.2. Elastik Eğri Diferansiyel Denkleminin Çözümü

Fikstürde, sac parçanın konumlanmasını sağlayan destek yerlerinin optimum konumunu bulmak için, parçayı, eksenleri doğru olan çubuk ancak eğildikten sonra eksenleri eğri olan *elastik eğri* olarak düşünebiliriz. Bu problemde önemli olan minimum $v(z)$ çökme değerinin hangi noktada olduğunu bulmaktır.

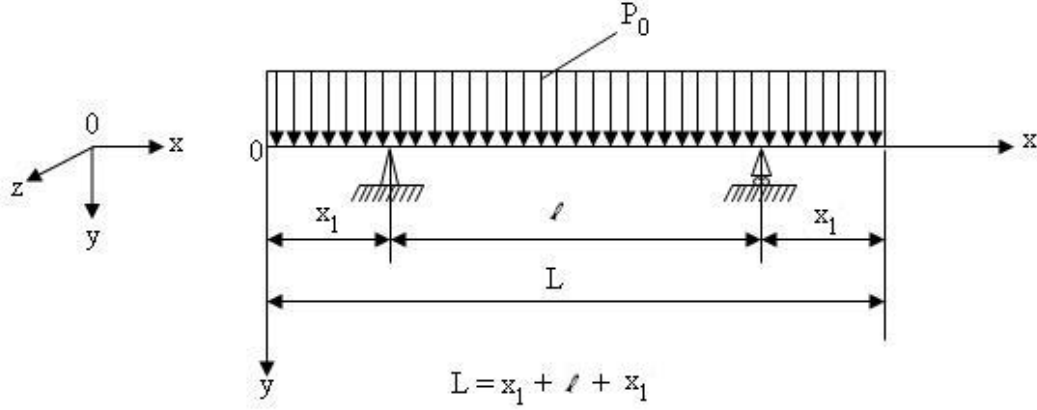
Çözüme başlamadan önce, çözümde kullanacağımız büyüklükleri aşağıdaki gibi hesaplarız:

$$G = m \cdot g = (V \cdot \rho) \cdot g = (2,5 \cdot 10^{-4} \cdot 7860) \cdot 9,81 = 19,277 \text{ [N]}$$

$$E = 2,1 \times 10^5 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$I_{zz} = (b \cdot h^3 / 12) = 0,5 \cdot (10^{-3})^2 / 12 = 4,167 \cdot 10^{-11} \text{ [m}^4\text{]}$$

$$P_0 = G / L = 19,277 / 0,5 = 38,554 \text{ [N/m]}$$



Şekil 9.3. Yayılı yüklenmiş kirişte mesnet yerleri ve seçilen eksen takımı

Bölüm 5’ de bahsettiğimiz gibi, aşağıdaki eğrilik-moment bağıntısından yola çıkarak;

$$\frac{1}{\rho_z} = \frac{M_z}{EJ_z}$$

elde ettiğimiz denklemi lineerleştirdikten (Bkz:Bölüm 5) sonra,

$$EJ_z = \text{sabit}$$

rijitliği sabit kabul edip,

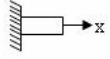
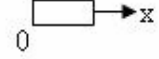

$$\frac{d^4 v}{dx^4} = \frac{p_y}{EJ_z}$$

denklemini elde ediyorduk. Bu denklemde çeşitli türevler alındıktan sonra;

$$\left. \begin{aligned} v(x) &= \text{Çökmeler,} \\ v'(x) &= \text{Eğilmeler veya kesit dönmeleri } (\Omega_x), \\ -EI_z v''(x) &= M_z, \text{ Eğilme momenti,} \\ -EI_z v'''(x) &= \tau_y, \text{ Kesme kuvveti,} \\ EI_z v^{IV}(x) &= P_y, \text{ Yayılı yükün şiddeti.} \end{aligned} \right\} \text{ ifadeleri bulunur.}$$

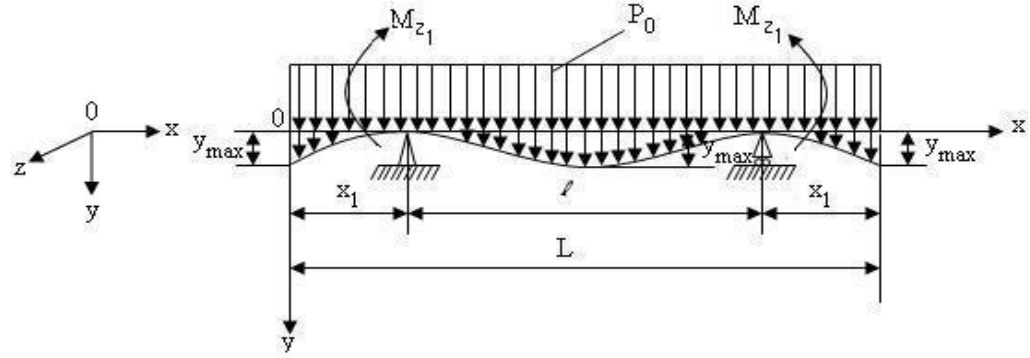
Bu ifadelerin yanında, çözüm için gerekli olan sınır şartlar ve kesit tesirinin etkisi aşağıda gösterilmiştir:

Sınır Şartları: (Genel Hal)

(a)		$x = 0$ için	$v = 0,$	$v' = 0$	}	şeklindedir.		
(b)		$x = 0$ için	$v'' = 0,$	$v''' = 0$				
(c)		$x = 0$ için	$-EI_z v'' = M,$	$-EI_z v''' = P$				

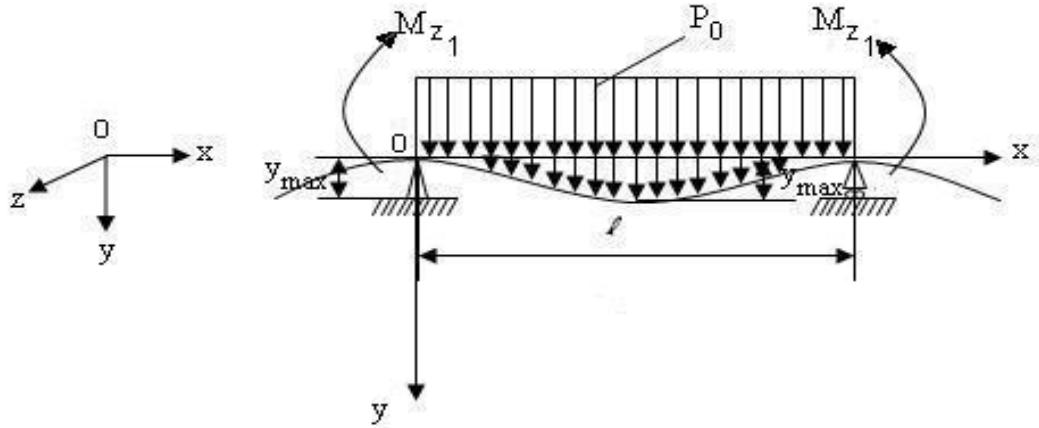
Kesit Tesiri:

Sehim değerini veren elastik eğri denklemini bulmak için, parçada mesnet yerlerinin dışında kalan kısımları ayırmak suretiyle parçayı alt bölümlere indirgeyelim (Şekil 9.4).



Şekil 9.4. Kesit tesiri

Bu durumda mesnet yerlerine kesit tesirinden dolayı gelen momentleri Şekil 9.5.'deki gibi olacaktır:



Şekil 9.5. Kesit tesirinden gelen momentler

Bu bilgiler ışığında problem çözümüne geçilirse;

$$v_{\text{genel}} = v_{\text{homojen}} + v_{\text{özel}}$$

$$v_{\text{homojen}} = c_0 + c_1 x + c_2 x^2 + c_3 x^3 \dots \dots \dots \text{I}$$

$$v_{\text{özel}} = \frac{P_0 x^4}{24EI} \rightarrow (P_y = P_0 = \text{Sabit}) \dots \dots \dots \text{II}$$

$x = 0$ için;

$$v''(0) = v''(x_1) \Rightarrow -EJ_z v''(0) + M_{Z1} = 0 \Rightarrow v''(0) = \frac{M_{z1}}{EI} \dots\dots\dots \text{III}$$

$x = l$ için;

$$v''(l) = v''(x_1) \Rightarrow EJ_z v''(l) - M_{Z1} = 0 \Rightarrow v''(l) = \frac{M_{z1}}{EI} \dots\dots\dots \text{IV}$$

$$M_{z1} = \frac{P_{x_1}^2}{2} \dots\dots\dots \text{V}$$

$$\Rightarrow v(x)_{\text{genel}} = c_0 + c_1 x + c_2 x^2 + c_3 x^3 + \frac{P_0 x^4}{24EI} \dots\dots\dots \text{VI}$$

$$\Rightarrow v'(x) = c_1 + 2c_2 x + 3c_3 x^2 + \frac{P_0 x^3}{6EI} \dots\dots\dots \text{VII}$$

$$\Rightarrow v''(x) = 2c_2 + 6c_3 x + \frac{P_0 x^2}{2EI} \dots\dots\dots \text{VIII}$$

\Rightarrow Yukarıdaki Başlangıç Şartları ve Sınır Şartlar kullanılarak; $v(x)_{\text{genel}}$ çözümü (EK-1 Elastik Eğri Denklem Çözümü) aşağıdaki gibi bulunur:

$l = L - (2x_1)$ için x' e bağlı y' deki çökme değeri;

$$v(x) = \frac{P_0}{24EI} \left[(l^3 - 6x_1^2 l) \cdot (x) + (6x_1^2) \cdot (x^2) - (2l) \cdot (x^3) + (x^4) \right]$$

şeklinde bulunur. Burada EI rijitliği denklem çözümünde sabit alındı;

$EI = \text{sabit} \approx 1$ alındı (CHUNG,F. 1999).

9.3. MATLAB’ da Arama Yöntemiyle Optimum Noktanın Bulunması

Yukarıda bulunan $v(x)$ çökme denkleminde kirişteki optimum destek yerlerini bulmak için MATLAB programının Arama Yöntemiyle Optimizasyon komutları, iki ayrı program dosyası yazılarak kullanıldı (EK-2 MATLAB Programı).

Bu programlardan birincisi; alt program olan “function” dosyası. Bu alt programda, yukarıdaki $v(x)$ çökme denklemi programlandı ve “fonksiyon.m” dosyası olarak adlandırıldı. “fonksiyon.m” alt programında, $v=fonksiyon(x,a)$ ifadesi ile “ana program” dan gelecek “x” ve “a” ($a=x_1$) değişkenleri “v” fonksiyonuna atandı.

İkinci program dosyası ise, “ana program” olarak çalışan “program.m” dosyası. Bu programda,

* “x” değişkenleri; 0.001 [mm] ile 0.5 [mm] arasında 0.01 [mm] artırılarak (Çizelge 9.2),

Çizelge 9.2. $[x]_{1 \times 50}$ matrisi

1. değer	2. değer	3. değer	48. değer	49. değer	50. değer
0.001	0.011	0.021	0.471	0.481	0.491

* “ x_1 ” değişkenini ifade eden “a” değişkenleri ise; 0.001 [mm] ile 0.25 [mm] arasında 0.001 [mm] artırılarak (Çizelge 9.3) arama yöntemine başlandı.

Çizelge 9.3. $[a]_{1 \times 250}$ (x_1) matrisi

1. değer	2. değer	3. değer	248. değer	249. değer	250. değer
0.001	0.002	0.003	0.248	0.249	0.25

Arama yönteminde ilk olarak, birinci “a” değişkeni için tüm “x” değişkenlerine karşılık gelen $v(x)$ çökme değerleri;

$$sehim(i,j)=fonksiyon(x(i),a(j));$$

$[\text{sehim}(i,j)]_{50 \times 250}$ matrisinde toplandı ve bulunan tüm $v(x)$ çökme değerlerinden mutlak değerce maksimum $v(x)$ çökme değerlerini veren $\text{sehim}(i,j)$ fonksiyon değeri $A_{1 \times 250}$ matrisine atandı. Aynı işlem “a” değişkeni değiştirilerek tekrar yapıldı ve her adımda bulunan mutlak değerce maksimum $v(x)$ çökme değerlerini veren $\text{sehim}(i,j)$ fonksiyon değerleri $A_{1 \times 250}$ matrisine atandı (Çizelge 9.4).

Çizelge 9.4. $[A]_{1 \times 250}$ (maksimum sehimler) matrisi

1. değer [m]	2. değer [m]	3. değer [m]	248. değer [m]	249. değer [m]	250. değer [m]
0.030873	0.030375	0.029881	0.23359	0.23608	0.23859

Bulunan bu, $A_{1 \times 250}$ matrisindeki değerlerden minimum olanı ise; $C_{1 \times 1}$ matrisine atandı. Böylece mesnet yerlerinin optimum olduğu noktayı veren sehim değeri bulunmuş oldu (Çizelge 9.5).

Çizelge 9.5. $[C]_{1 \times 1}$ (minimum sehim) matrisi

Minimum çökme değeri [m]
0.003573

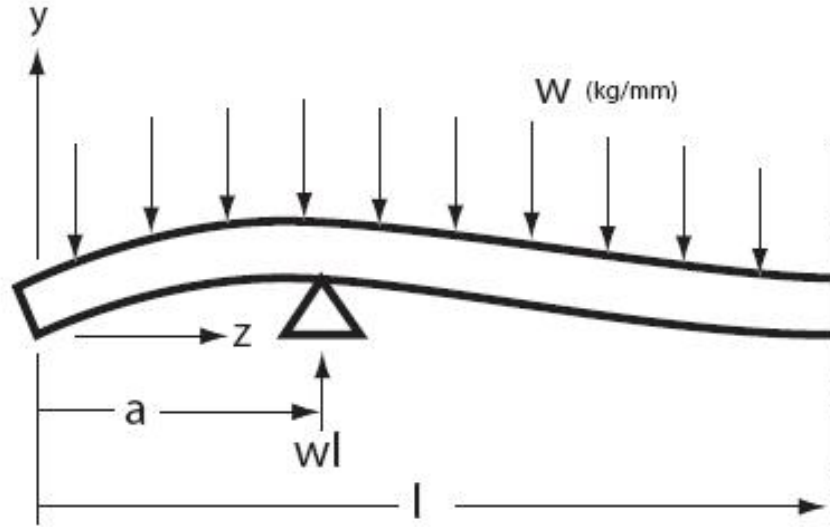
Son olarak ise, bulunan bu sehim değerini veren (optimum) mesnet yerlerine karşılık gelen “ x_1 ” değerlerini bulmak için; yukarıdaki arama yöntemi tekrarlandı ancak bu sefer “ara” matrisinde değerler toplandı. “ara” matrisiyle kurulan şartlı döngüde $C_{1 \times 1}$ matrisindeki değere karşılık gelen adımda program sonlandırıldı ve “ara” matrisinin $C_{1 \times 1}$ matrisindeki değere eşit olduğu adımdaki değer aradığımız “ x_1 ” değerini verdi.

Bulunan bu sonuçlar; $\text{Sonuc}_{1 \times 3}$ matrisine atandı. Metre [m] cinsinden üç değeri olan bu matrisin 1.değeri minimum çökme değerini, ikinci değeri minimum çökmenin olduğu “x” değerini ve son değer bizim aradığımız **optimum mesnet yerinin** değerini vermektedir.

Çizelge 9.6. [Sonuc]_{1x3} (**optimum mesnet yeri**) matrisi

Minimum çökme değeri [m]	Minimum çökmenin olduğu “x” değeri [m]	Optimum mesnet yerini veren “a” (x₁) değeri [m]
0.003573	0.25	0.088

Böylece; problemimizdeki sac parçanın fikstüre yerleştirildiğinde, kendi ağırlığından dolayı oluşan sehiminin minimum olduğu konfigürasyonda optimum mesnet yerini **0.088 [m]** olarak bulmuş oluyoruz.



Şekil 9.6. Destek yerleri optimizasyonu

Elde ettiğimiz bu sonucun, toplam kiriş uzunluğuna oranı;

$$\frac{0,088}{0.5} = 0,176 \text{ çıkmaktadır.}$$

9.4. ANSYS’ de Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Optimum Noktanın Bulunması

Bu bölümde, fikstürdeki parçayı taşıyan destek yerlerinin optimum değerlerini bulma problemi, ANSYS programında iki ayrı yöntemde sonlu elemanlar metodu kullanılarak çözülecektir. ANSYS’ de yapılan çalışmalar, üç başlık altında incelenmiştir:

Birincisi; 2 boyutlu kiriş bir input dosyasıyla modellenmiş, gerekli sınır şartlar ve yükler programlanmış ve sonlu elemanlar metodu ile optimum mesnet yerleri belirlenmiştir (EK–3 ANSYS Programları (Input dosyaları)).

İkincisinde; 3 boyutlu düzlem (alan) bir input dosyasıyla modellenmiş, gerekli sınır şartlar ve yükler programlanmış ve sonlu elemanlar metodu ile optimum mesnet yerleri belirlenmiştir (EK–3 ANSYS Programları (Input dosyaları)).

Üçüncüsünde ise; iki sac parça için 3 boyutlu düzlemler bir input dosyasıyla modellenmiş, gerekli sınır şartlar ve yükler programlanmış ve sonlu elemanlar metodu ile optimum mesnet yerleri belirlenmiştir (EK–3 ANSYS Programları (Input dosyaları)).

ANSYS’ deki optimizasyon çalışmalarında; dizayn için gerekli olan bütün komutlar sırası ile yazılmak sureti ile bir notepad dosyası oluşturup bu dosyayı daha sonra çalıştırarak analiz ve optimizasyonlar, tüm sınırlamaları sağlamakla birlikte amaç fonksiyonunu minimum yapan “best design” elde etmek üzere yapılacaktır.

Optimizasyon dosyasında;

* Dizayn değişkeni (DV) olarak, mesnet yerinin kenardan olan mesafesi (x_1 değişkeni) kullanılacaktır,

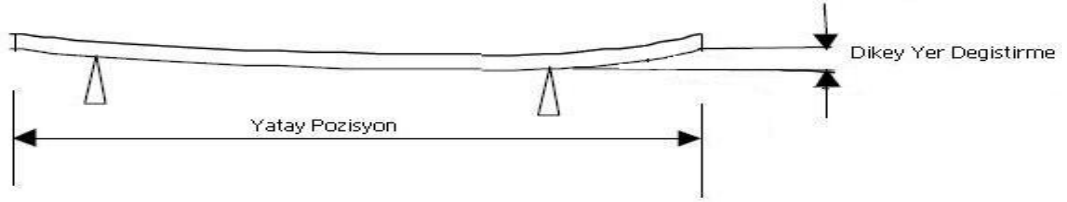
* Problemimizde dizayn kısıtları olmadığı için programda durum değişkeni (SV) verilmeyecektir,

* Amaç fonksiyonumuz ise, maksimum yer değiştirme değeridir (maxdisp değişkeni). Maksimum yer değiştirme sonuçları içinde minimum yer değiştirmeyi veren mesnet şartları bulunmaya çalışılacaktır,

* Ayrıca, optimizasyonda maksimum döngü (loop) değeri olarak 100 girilmiştir.

9.4.1. ANSYS' de 2 Boyutlu Basit Kirişte Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Optimum Noktanın Bulunması

Önceki bölümde olduğu gibi, aynı malzemeden bir sac parça (çelik), aşağıdaki başlangıç şartlarına göre, sonlu elemanlar metoduyla, ANSYS programında ilk olarak basit kiriş kabul edilip (Şekil 9.7), modellenecek ve optimizasyon yapılarak en uygun destek yerlerini veren konfigürasyon belirlenecektir.



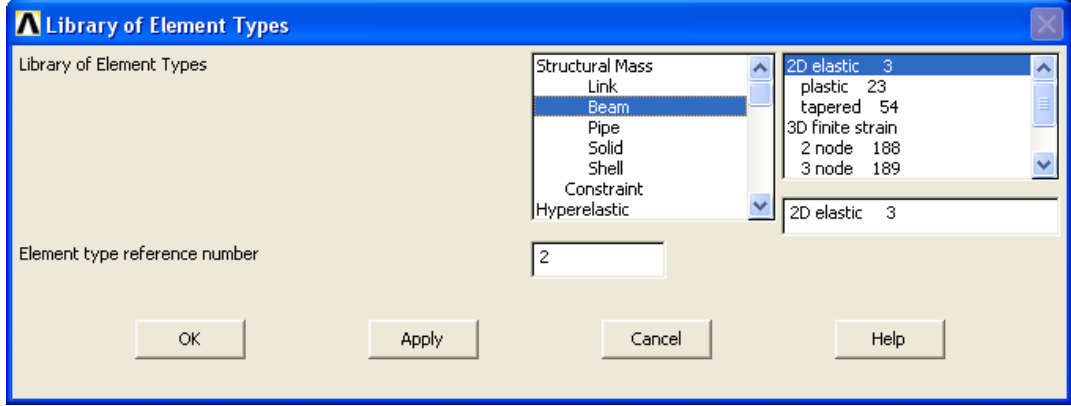
Şekil 9.7. Destek yerleri ve kirişteki yer değiştirmeler

Ayrıca; problem çözümlerimizde başlangıç şartlarını oluşturan, parçanın diğer özellikleri –önceki bölümde gösterildiği gibi- aşağıdaki gibidir:

Başlangıç Şartları:

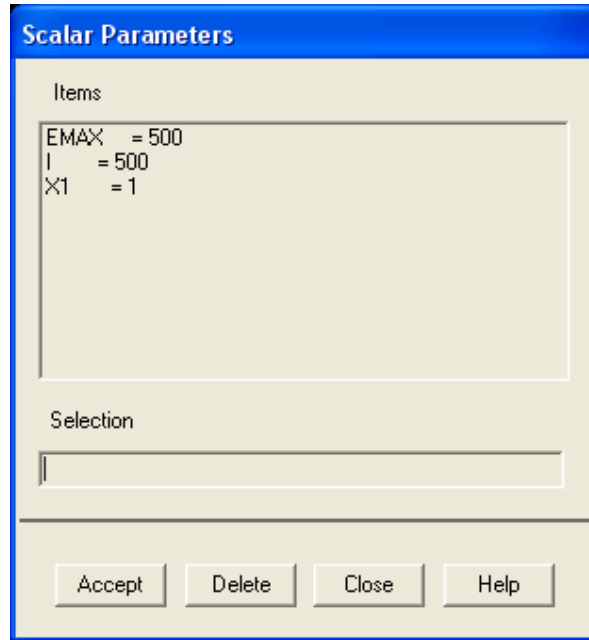
* Parça Hacmi (V)	= 500 x 500 x 1	[mm] = [L x b x h]
* Yoğunluk (ρ)	= 7860	[kg/m ³]
* Yer Çekim İvmesi (g)	= 9,81	[m/s ²]
* Young Modülü (E)	= 2,1x10 ⁵	[N/mm ²]
* Poission Oranı (ν)	= 0,3	
* Parça Atalet Momenti (I_{zz});		
($b \cdot h^3 / 12$) = 0,5.(10 ⁻³) ³ /12	= 41,67	[mm ⁴]
* Parçada kendi ağırlığından dolayı oluşan kuvvet (G);		
G = m.g = (V. ρ).g = (2,5.10 ⁻⁴ .7860).9,81	= 19,277	[N]
* Parçadaki Yayılı Yük (P_0);		
$P_0 = G/L = 19,277 / 500$	= 0,038554	[N/mm]

Analiz ve optimizasyon dosyasında, eleman tipi olarak; Beam_2D_elastic_3 seçildi (Şekil 9.8).



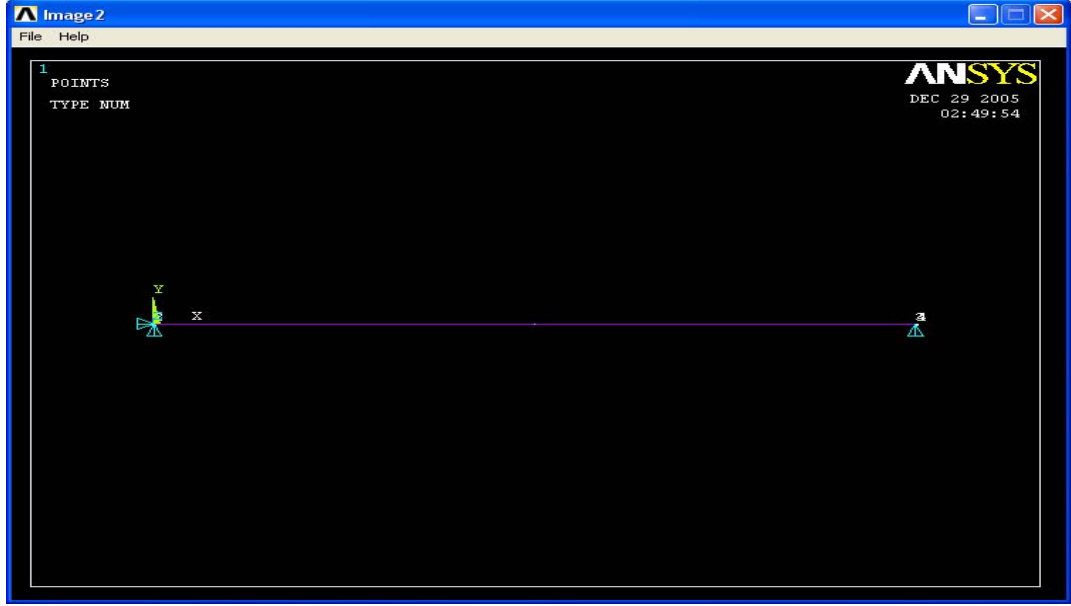
Şekil 9.8. ANSYS kiriş eleman tipi

Programda kullanılan parametreler sırasıyla; X1 (mesnet yerlerinin ölçüsü), l (kirişin toplam uzunluğu) ve EMAX (maksimum eleman numarası.) şeklindedir (Şekil 9.9).

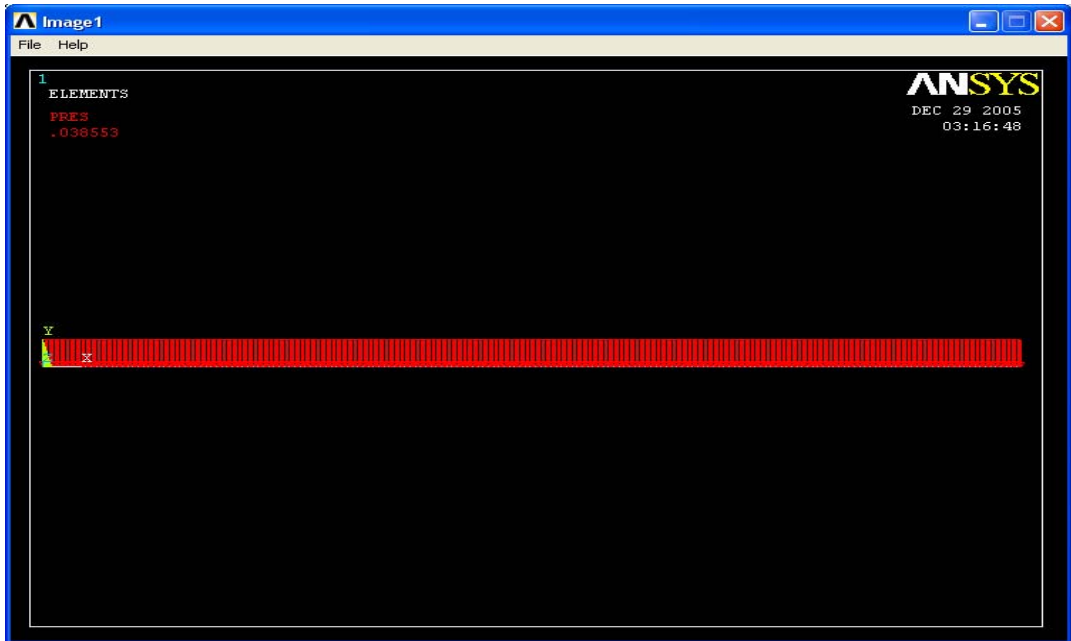


Şekil 9.9. ANSYS kiriş için parametreler

Eleman seçimi ve parametrelerin tanımlanması tamamlandıktan sonra sırasıyla “keypointler” (4 adet) tanımlandı, “line” komutuyla doğru çizimi yapıldı ve kiriş için sınır şartları; soldaki mesnet u_x ve $u_y = 0$, sağdaki mesnet $u_y = 0$ olacak şekilde tanımlandı. (Şekil 9.10).



Şekil 9.10. ANSYS kiriş modelleme ve sınır şartlar



Şekil 9.11. ANSYS kiriş üzerindeki yayılı yük

Pres yükü olarak 0.0385533 N/mm^2 uygulandı (Şekil 9.11). Bu şartlar altında çözüm yaptırıldı ve daha sonra /OPT komutuyla birlikte aşağıdaki optimizasyon komutları uygulandı ve optimizasyon setleri elde edildi (Çizelge 9.6);

```
/OPT
OPANL,'optimtb1','txt',''
OPVAR,X1,DV,1,249,1
OPVAR,maxdisp,OBJ,,,100
OPKEEP,ON
OPTYPE,SUBP
OPSUBP,100
OPSAVE,anfile,optim_inputtb1.txt
OPEXE
OPLIST,ALL,,,1
*STATUS
FINISH
```

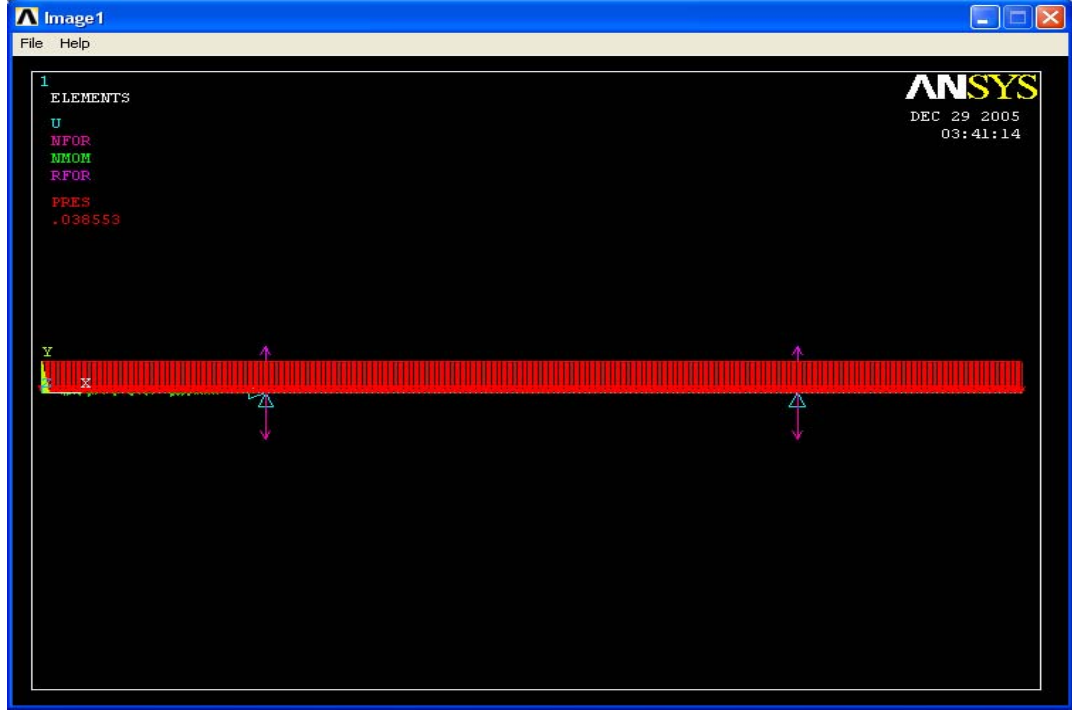
Çizelge 9.7. ANSYS kiriş optimizasyon setleri

	SET 1 (FEASIBLE)	SET 2 (FEASIBLE)	*SET 3* (FEASIBLE)	SET 4 (FEASIBLE)
X1 (DV)	1.0000	211.10	114.38	121.04
MAXDISP (OBJ)	3.5283	1.8815	0.12235	0.24069

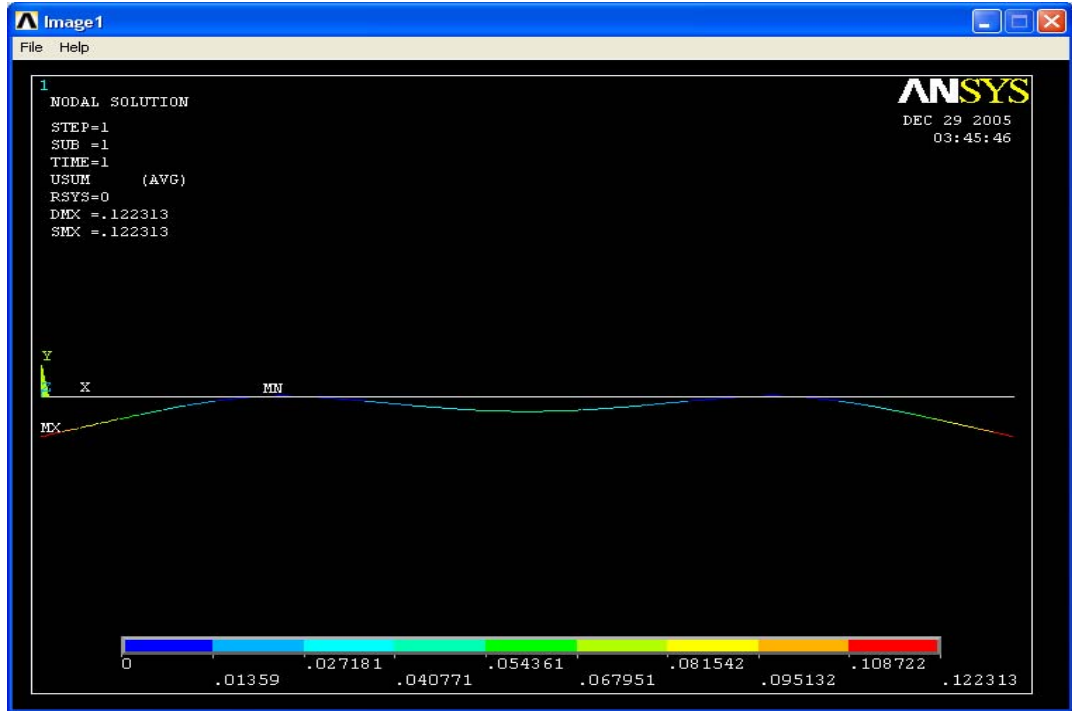
Program, optimizasyonda 4. setten sonra yakınsamaya başlamış ve optimizasyonu yeterli görmüş. Bu durumda “en iyi dizayn seti” *SET 3*’ dır.

Görüldüğü gibi; kirişin üzerinde kendi ağırlığından dolayı oluşan sehimin en optimum değeri **114,38 [mm]** olarak çıkmıştır.

Mesnet yerlerinin değerleri 114,38 [mm] olduğu durumda ve aynı sınır şartlarında (Şekil 9.12) ve sonlu elemanlar yöntemiyle analiz yapıldığında oluşan şekiller aşağıdaki gibidir (Şekil 9.13);



Şekil 9.12. ANSYS kiriş optimum mesnet yerleri ve sınır şartlar



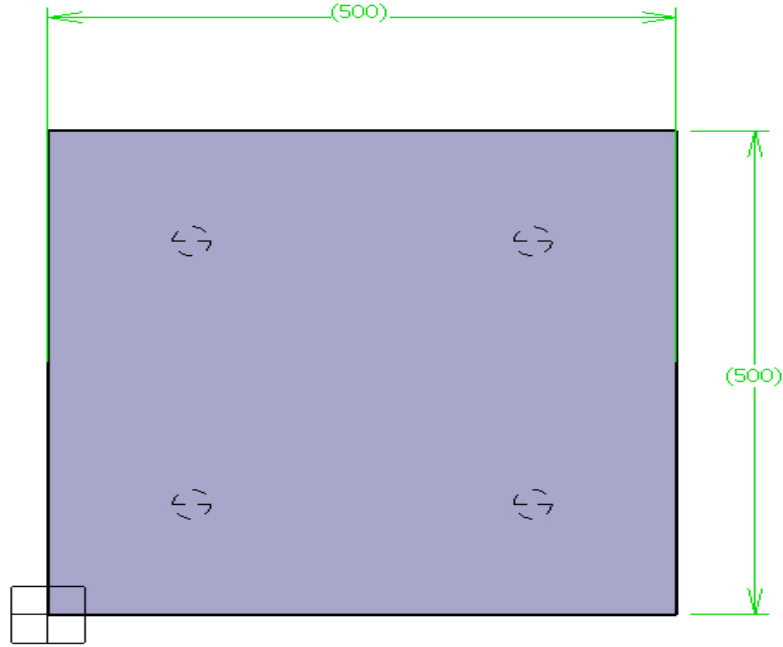
Şekil 9.13. ANSYS kiriş için optimum mesnet yerleri ve yer değiştirme değerleri

Şekil 9.13’ de çıkan sonuç beklendiği gibi, optimum mesnet yerlerinde, kenarlarda ve ortada yer değiştirmeler eşit ve homojen çıkmıştır. Elde edilen mesnet yerlerinin toplam kiriş uzunluğuna oranı ise;

$$\frac{114,38}{500} = 0,22876' \text{ dır.}$$

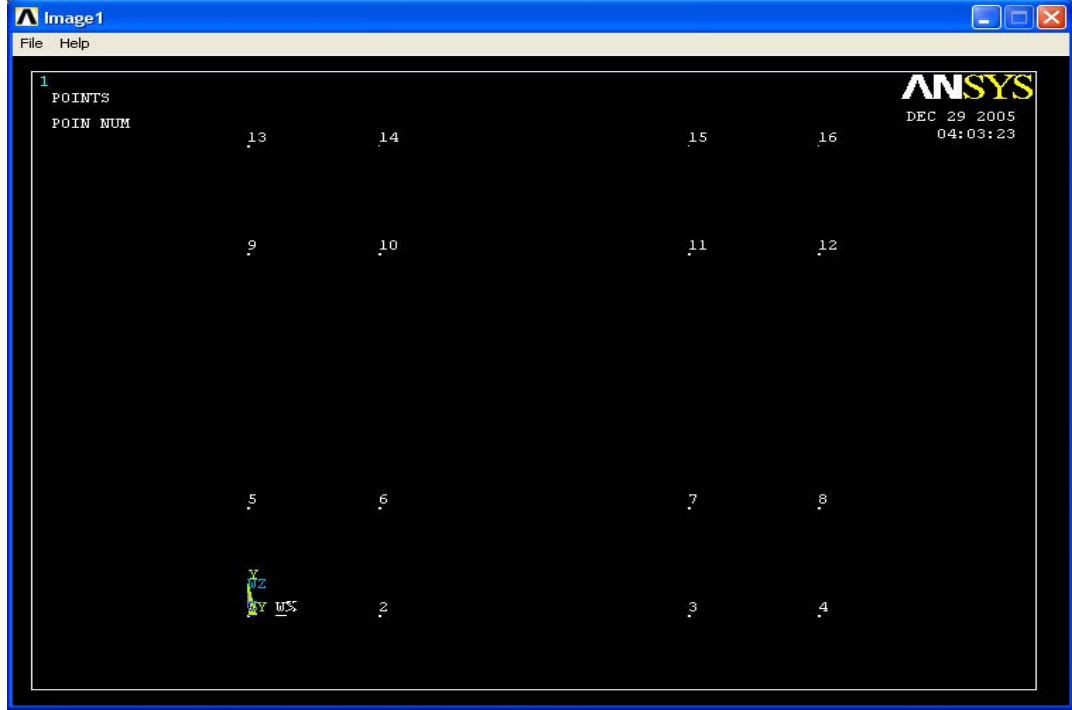
9.4.2. ANSYS’ de 3 Boyutlu Düzlemde (Alan) Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Optimum Noktanın Bulunması – Tek Parça için

Bu bölümde ise, 3 boyutlu düzlem (alan) bir input dosyasıyla modellenmiş, gerekli sınır şartlar ve yükler programlanmış ve sonlu elemanlar metodu ile tek parça için optimum mesnet yerleri belirlenmiştir.



Şekil 9.14. ANSYS tek parça için 3 boyutlu parça modeli

Şekil 9.14’ de görüldüğü gibi 500x500x1 [mm] ebatlarındaki parçamızın ANSYS’ de modellenmesine; “keypoint” lerden başlandı (Şekil 9.15);



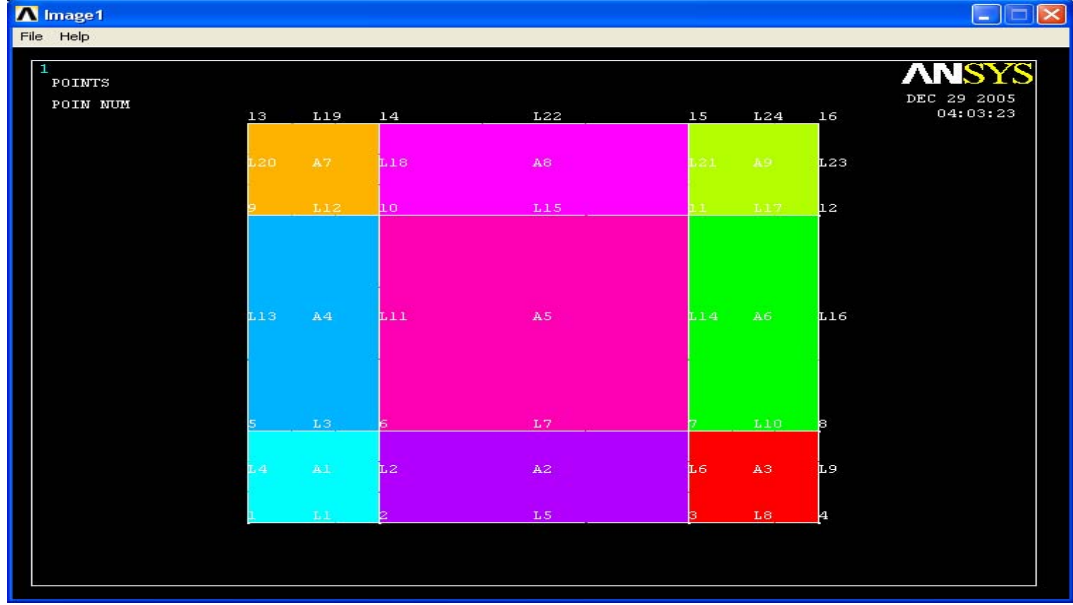
Şekil 9.15. ANSYS tek parça için keypoints

İlk olarak 3 boyutlu düzlem (alan) dizaynı yapılacağından “keypointler” parametrik olarak tanımlanmıştır (Çizelge 9.7);

Çizelge 9.8. ANSYS tek parça için parametrik keypointler çizelgesi

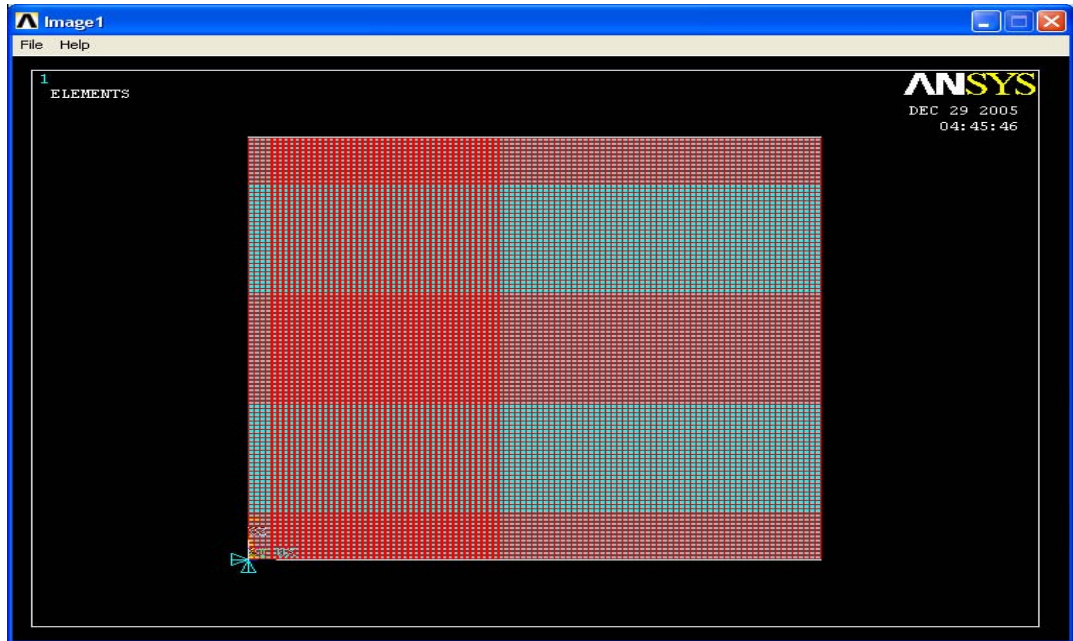
Keypoint	Değeri	Keypoint	Değeri
1	0,0,0	9	0,L1-x1,0
2	x1,0,0	10	x1,L1-x1,0
3	L1-x1,0,0	11	L1-x1,L1-x1,0
4	L1,0,0	12	L1,L1-x1,0
5	0,x1,0	13	0,L1,0
6	x1,x1,0	14	x1,L1,0
7	L1-x1,x1,0	15	L1-x1,L1,0
8	L1,x1,0	16	L1,L1,0

Tanımlanan bu “keypoint” lerden geçen alanlar tanımlandıktan sonra (Şekil 9.16), bu alanlara eleman boyutu -5- olmak üzere Mesh işlemi yapılmıştır (Şekil 9.17).



Şekil 9.16. ANSYS tek parça için alanlar

Ayrıca Şekil.9.17’ de, kiriş problemindeki gibi tanımlanan sınır şartları ve mesh yapısı gözükmektedir.



Şekil 9.17. ANSYS tek parça için mesh yapısı

Yukarıdaki bu şartlar çerçevesinde optimizasyona geçtiğimizde; basınç yükü olarak 0.0385533 N/mm^2 uygulandı. Bu şartlar altında çözüm yaptırıldı ve daha sonra /OPT komutuyla birlikte aşağıdaki optimizasyon komutları uygulandı ve optimizasyon setleri elde edildi (Çizelge 9.8);

```

/OPT
OPANL,'optimtb1','txt',''
OPVAR,X1,DV,1,249,1
OPVAR,maxdisp,OBJ,,,100
OPKEEP,ON
OPTYPE,SUBP
OPSUBP,100
OPSAVE,anfile,optim_inputtb1.txt
OPEXE
OPLIST,ALL,,,1
*STATUS
FINISH

```

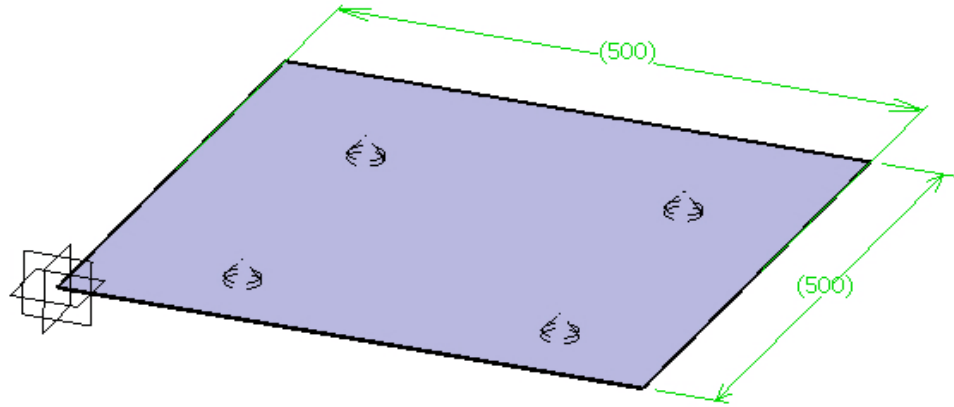
Çizelge 9.9. ANSYS tek parça için düzlem (alan) optimizasyon setleri

	SET 1 (FEASIBLE)	SET 2 (FEASIBLE)	*SET 3* (FEASIBLE)	SET 4 (FEASIBLE)
X1 (DV)	1.0000	211.10	114.38	123.99
MAXDISP (OBJ)	0.29505	0.13457	0.85290E-02	0.20981E-01

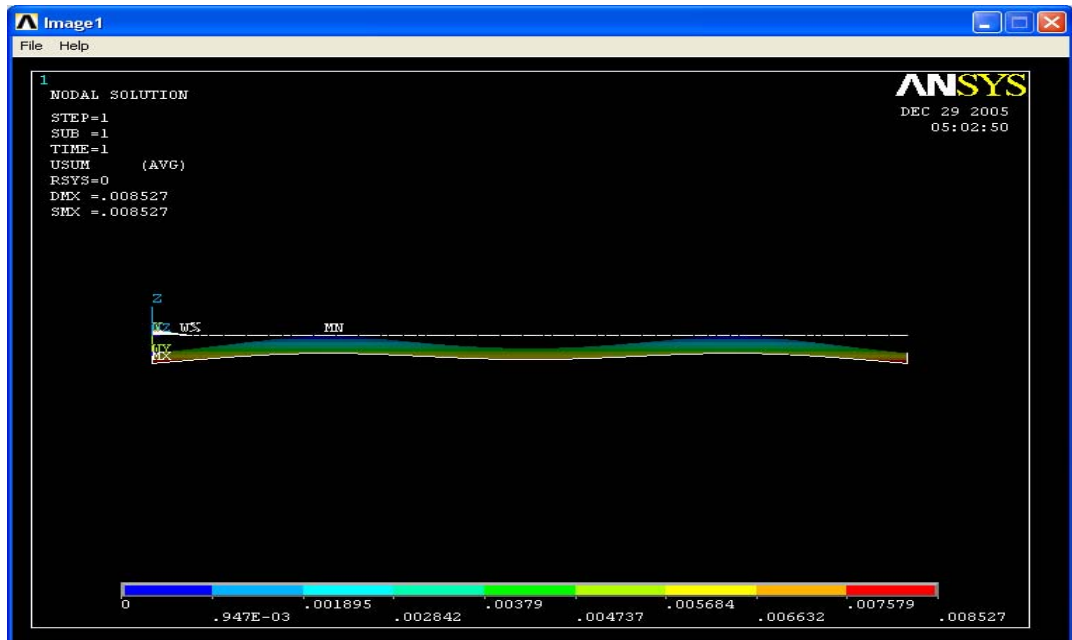
Program, optimizasyonda 4. setten sonra yakınsamaya başlamış ve optimizasyonu yeterli görmüştür.. Bu durumda “en iyi dizayn seti” *SET 3*’ dür.

Görüldüğü gibi; kirişin üzerinde kendi ağırlığından dolayı oluşan sehimin en optimum değeri, kiriş için yapılan optimizasyon değeri ile aynı olarak **114,38 [mm]** çıkmıştır.

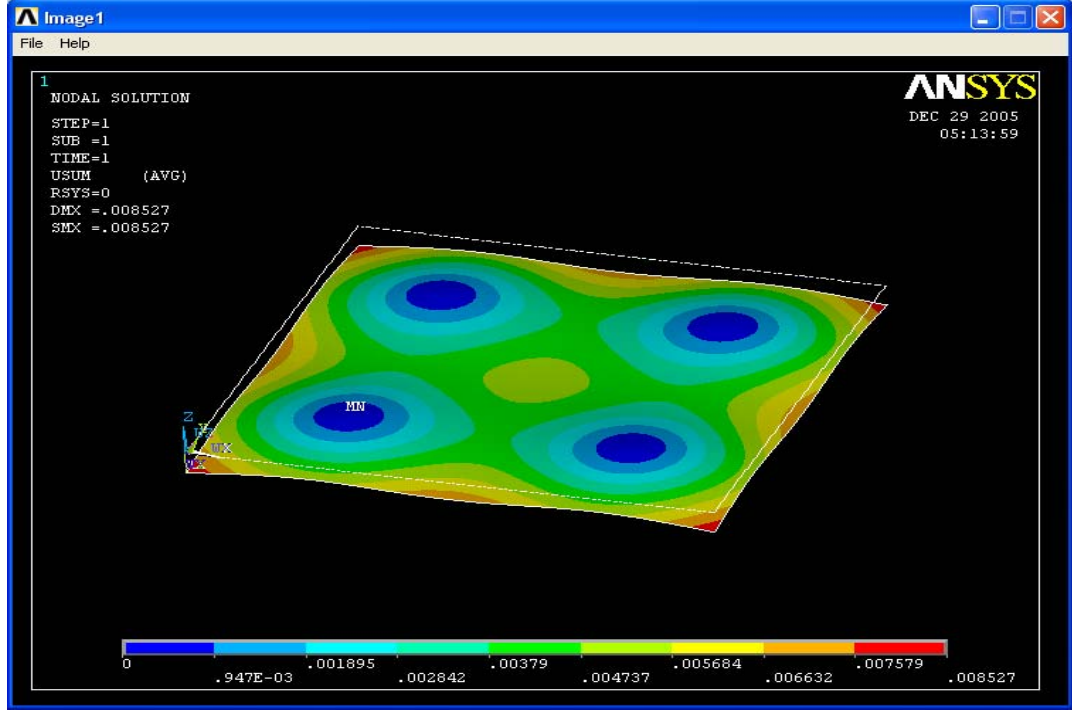
Mesnet yerlerinin değerleri 114,38 [mm] olduğu durumda (Şekil 9.18), aynı sınır şartlarında ve sonlu elemanlar yöntemiyle analiz yapıldığında oluşan şekiller aşağıdaki gibidir (Şekil 9.19 - 9.20);



Şekil 9.18. ANSYS tek parça için 3 boyutlu parça modeli ve mesnet yerleri



Şekil 9.19. ANSYS tek parça düzlem için optimum mesnet yerleri ve yer değiştirme değerleri



Şekil 9.20. ANSYS tek parça düzlem için optimum mesnet yerleri ve yer değiştirme değerleri

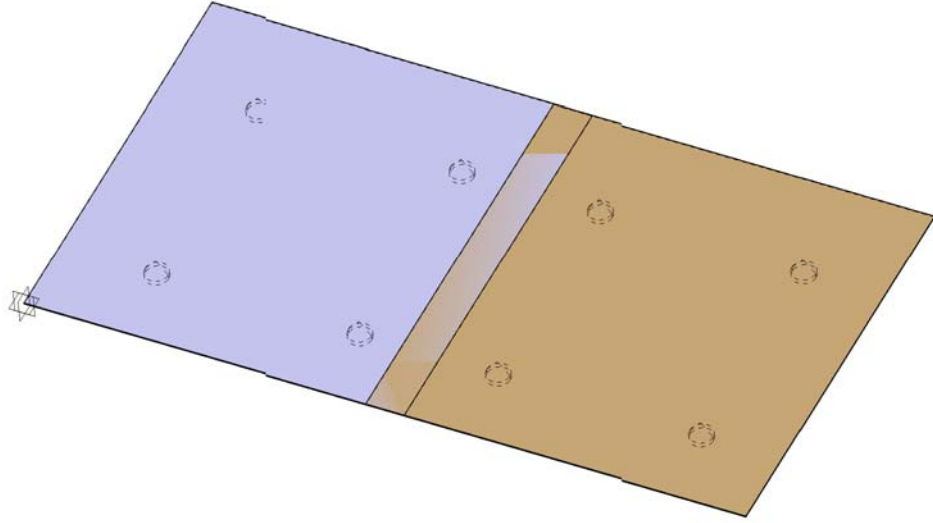
Şekil 9.19 ve Şekil 9.20' de çıkan sonuç beklendiği gibi, optimum mesnet yerlerinde, kenarlarda ve ortada yer değiştirmeler eşit ve homojen çıkmıştır.

Elde edilen mesnet yerlerinin toplam alan uzunluğuna oranı;

$$\frac{114,38}{500} = 0,22876' \text{ dır.}$$

9.4.3. ANSYS' de 3 Boyutlu Düzlemde (Alan) Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Optimum Noktanın Bulunması – İki Parça için

Bu bölümde ise, 3 boyutlu düzlem (alan) bir input dosyasıyla modellenmiş, gerekli sınır şartlar ve yükler programlanmış ve sonlu elemanlar metodu ile iki parça için (Şekil 9.21) optimum mesnet yerleri belirlenmiştir.



Şekil 9.21. ANSYS iki parça için 3 boyutlu parça modelleri ve mesnet yerleri (iki parça için)

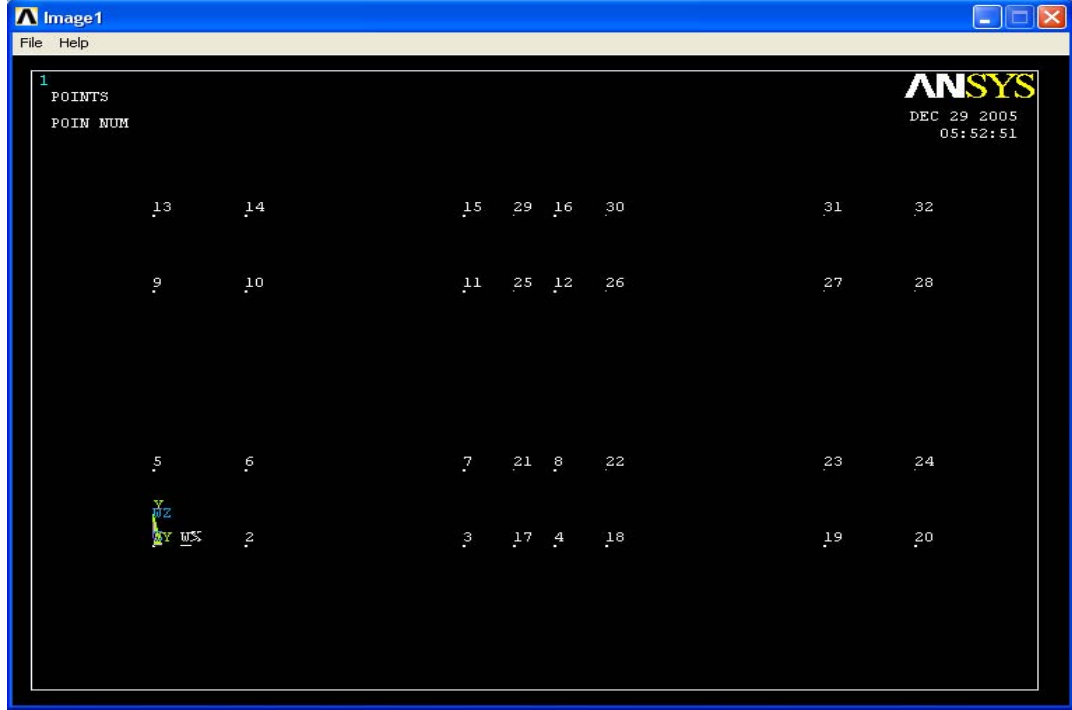
Burada, aynı şartlardaki iki sac parça yana yana getirildi, belirli bir ölçüde kaynak pozisyonuna alındı ve aparata yerleştirilmek üzere mesnet yerlerinin belirlenmesi çalışması yapıldı.

Parçalar, birbirlerinin üstüne binmesine rağmen o bölgeden kuvvet gelmediği kabul edildi ve analiz ve optimizasyonlara o şekilde devam edildi.

Burada parçaların üst üste geldiği ölçü (u) punta kaynak prensibine göre belirlendi. Sac kalınlığına (s) bağlı yapılacak punta kaynağının çapı (w_d) ve punta merkezinin en yakın kenara olan mesafesi (e) olmak üzere;

$$\begin{aligned}
 w_d &= 2xs + 3 \text{ [mm]}, & \Rightarrow & \quad w_d = 5 \text{ [mm]}, \\
 e &= (\text{min}) 5x w_d, & \Rightarrow & \quad e = 25 \text{ [mm]}, \\
 u &= e \times 2(\text{iki kenardan toplam}) & \Rightarrow & \quad u = 50 \text{ [mm]} \text{ alındı.}
 \end{aligned}$$

Şekil 9.22.' de "keypoint" ler, Çizelge 9.9' da da



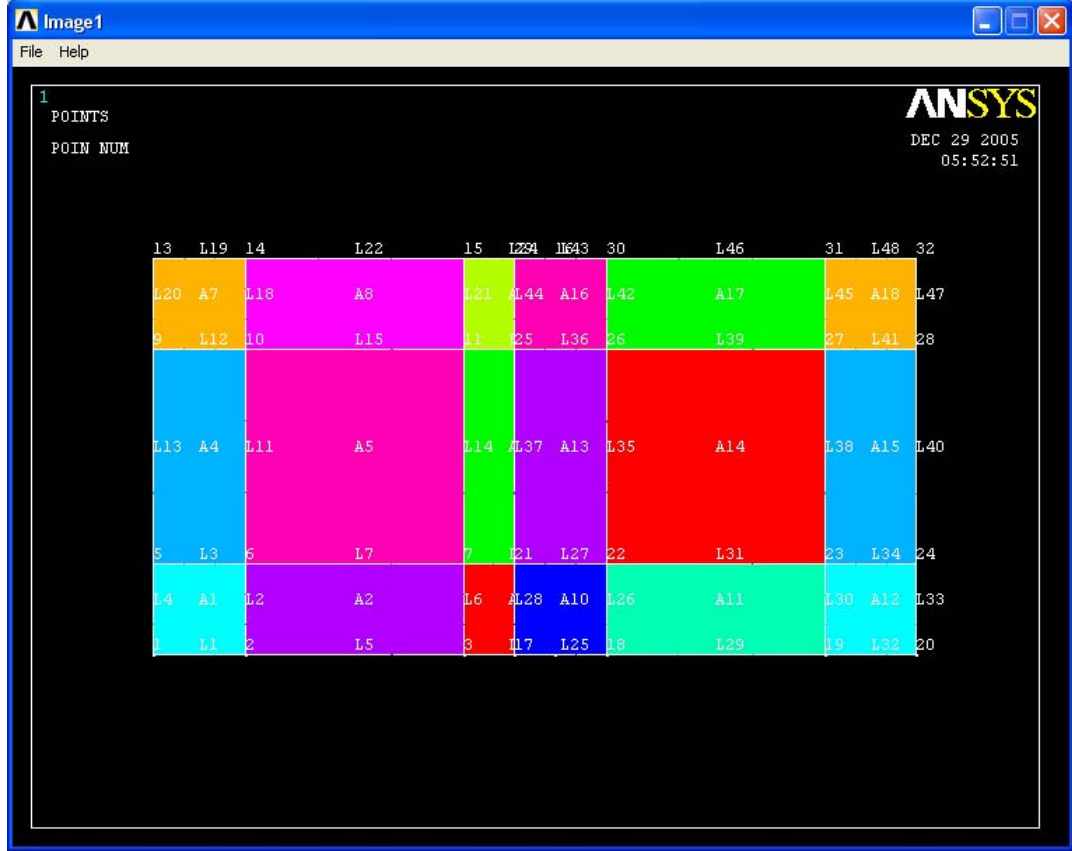
Şekil 9.22. ANSYS iki parça için keypointler

Çizelge 9.10. ANSYS iki parça için parametrik keypointler çizelgesi

Keypoint	Değeri	Keypoint	Değeri
1	0,0,0	17	L1-50,0,0
2	x1,0,0	18	L1-50+x1,0,0
3	L1-x1,0,0	19	L1-50+L1-x1,0,0
4	L1,0,0	20	L1-50+L1,0,0
5	0,x1,0	21	L1-50,x1,0
6	x1,x1,0	22	L1-50+x1,x1,0
7	L1-x1,x1,0	23	L1-50+L1-x1,x1,0
8	L1,x1,0	24	L1-50+L1,x1,0
9	0,L1-x1,0	25	L1-50,L1-x1,0
10	x1,L1-x1,0	26	L1-50+x1,L1-x1,0
11	L1-x1,L1-x1,0	27	L1-50+L1-x1,L1-x1,0
12	L1,L1-x1,0	28	L1-50+L1,L1-x1,0
13	0,L1,0	29	L1-50,L1,0
14	x1,L1,0	30	L1-50+x1,L1,0

15	L1-x1,L1,0	31	L1-50+L1-x1,L1,0
16	L1,L1,0	32	L1-50+L1,L1,0

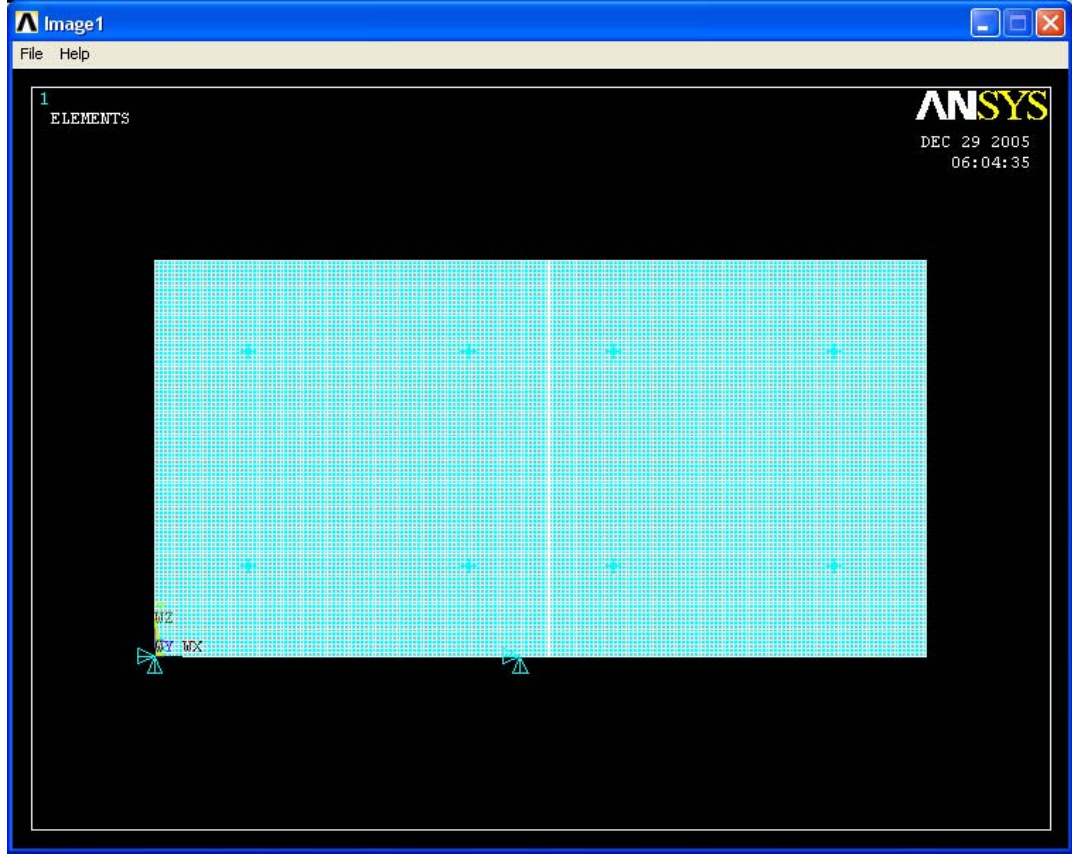
Tanımlanan bu “keypoint” lerden geçen alanlar tanımlandıktan sonra (Şekil 9.23), bu alanlara eleman boyutu -5- olmak üzere Mesh işlemi yapılmıştır (Şekil 9.24).



Şekil 9.23. ANSYS iki parça için alanlar

Ayrıca, Şekil 9.24’ de sınır şartlar da gözükmektedir.

Yukarıdaki bu şartlar çerçevesinde optimizasyona geçtiğimizde; basınç yükü olarak 0.0385533 N/mm^2 uygulandı. Bu şartlar altında çözüm yaptırıldı ve daha sonra /OPT komutuyla birlikte aşağıdaki optimizasyon komutları uygulandı ve optimizasyon setleri elde edildi (Çizelge 9.10);



Şekil 9.24. ANSYS iki parça için mesh yapısı

```
/OPT  
OPANL,'optimtb1','txt',''  
OPVAR,X1,DV,1,249,1  
OPVAR,maxdisp,OBJ,,,100  
OPKEEP,ON  
OPTYPE,SUBP  
OPSUBP,100  
OPSAVE,anfile,optim_inputtb1.txt  
OPEXE  
OPLIST,ALL,,,1  
*STATUS  
FINISH
```

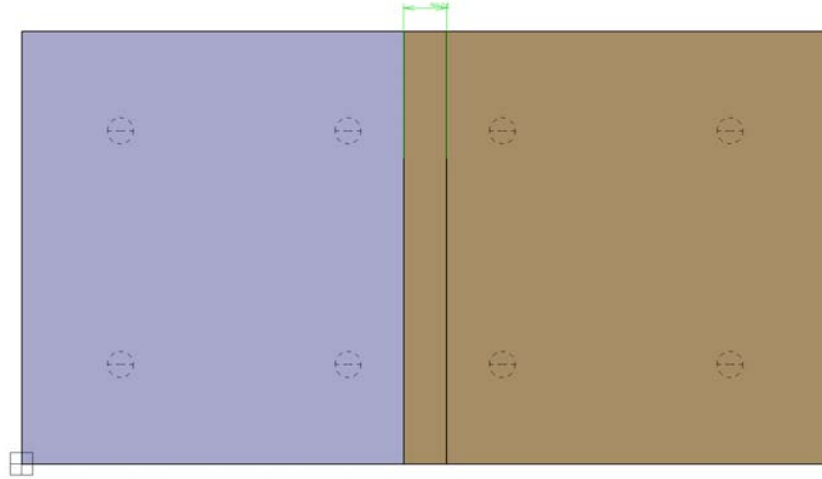

Çizelge 9.11. ANSYS iki parça için düzlem (alan) optimizasyon setleri

	SET 1 (FEASIBLE)	SET 2 (FEASIBLE)	*SET 3* (FEASIBLE)	SET 4 (FEASIBLE)
X1 (DV)	1.0000	211.10	114.38	123.99
MAXDISP (OBJ)	0.14753	0.14753 0.67286E-01	0.42645E-02	0.10491E-01

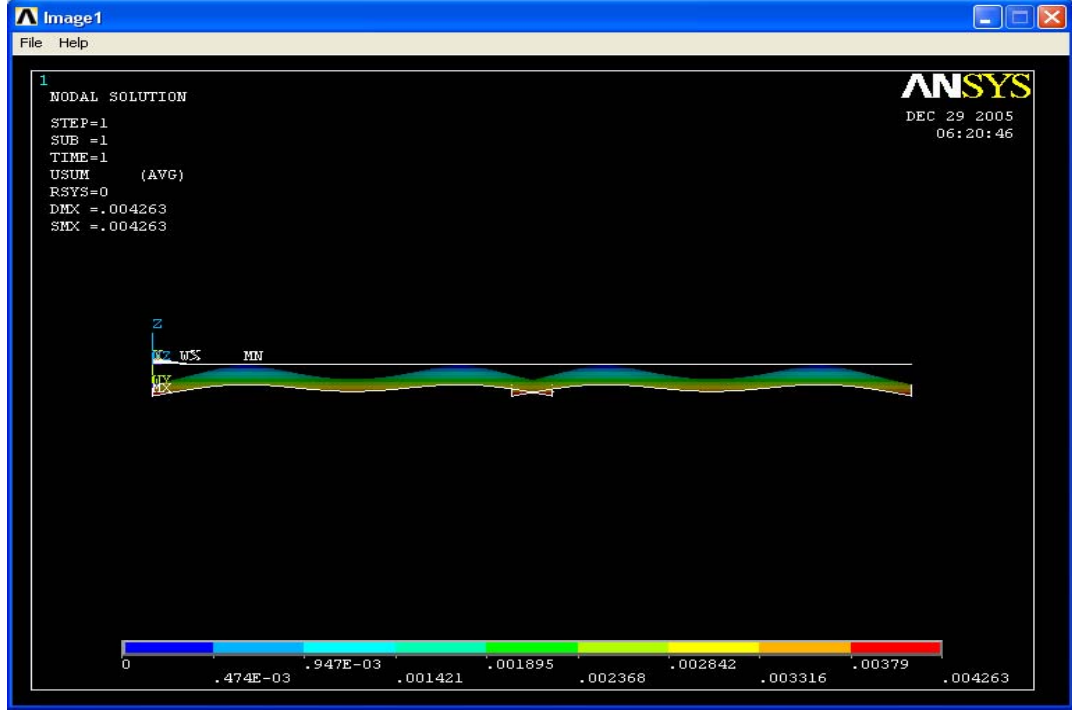
Program önceki optimizasyonlarda olduğu gibi, optimizasyonda 4. setten sonra yakınsamaya başlamış ve optimizasyonu yeterli görmüştür.. Bu durumda “en iyi dizayn seti” *SET 3*’ dır.

Görüldüğü gibi; kirişin üzerinde kendi ağırlığından dolayı oluşan sehimin en optimum değeri, kiriş için ve tek parça düzlem için yapılan optimizasyon değerleri ile aynı olarak **114,38 [mm]** çıkmıştır.

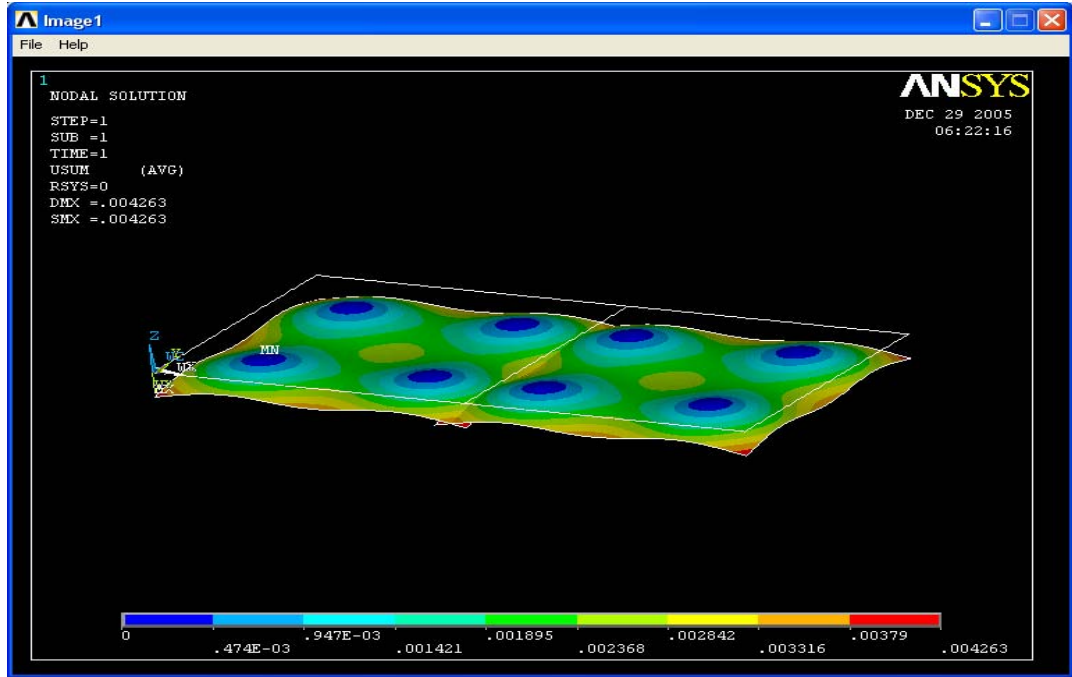
Mesnet yerlerinin değerleri 114,38 [mm] olduğu durumda (Şekil 9.25), aynı sınır şartlarında ve sonlu elemanlar yöntemiyle analiz yapıldığında oluşan şekiller aşağıdaki gibidir (Şekil 9.26 - 9.27);



Şekil 9.25. ANSYS iki parça için 3 boyutlu parça modeli ve mesnet yerleri



Şekil 9.26. ANSYS iki parça düzlem için optimum mesnet yerleri ve yer değıştirme değerleri



Şekil 9.27. ANSYS iki parça düzlem için optimum mesnet yerlerinde yer değıştirme değerleri

Şekil 9.26 ve Şekil 9.27' de çıkan sonuç beklendiği gibi, optimum mesnet yerlerinde, kenarlarda ve ortada yer değiştirmeler eşit ve homojen çıkmıştır.

Elde edilen mesnet yerlerinin toplam alan uzunluğuna oranı;

$$\frac{114,38}{500} = 0,22876' \text{ çıkmaktadır.}$$

10. ARAŞTIRMA SONUÇLARI ve TARTIŞMA

Bu tez çalışmasında, üretimde standardizasyonun, istenilen hızın, kalitenin ve ucuzluğun sağlanması için büyük önemi olan fikstürlerin, tasarım ile analiz ve optimizasyon konuları arasındaki bütünleşmeyi artırma yönünde bir sistem oluşturulmuştur. Bu amaç doğrultusunda üretilen fikstürlerin optimum şartları sağlaması için öncelikle kendi içinde kararlı yapıda olmasını sağlayacak olan destek ve bağlama yerlerinin konumu bulmak büyük önem arz etmektedir. Biz bu çalışmamızda sac parçaların fikstürlere yerleştirilmesinde, kendi ağırlığından dolayı oluşan parçadaki yer değiştirme değerinin minimum olmasını sağlayan optimum destek yerlerini bulmaya çalıştık.

Bu amaç doğrultusunda, öncelikle hesaplanan analitik denklemden, MATLAB programında Arama Yöntemiyle optimum nokta elde edilmiştir.

Kabul ettiğimiz, $EI = \text{sabit} \approx 1$ şartının yanında; parça homojen ve mesnet yerleri, merkez eksenine göre simetrik kabul edilmiştir. Bu kabuller doğrultusunda, analitik denklemden, MATLAB programında Arama Yöntemiyle optimizasyon metoduyla elde edilen optimum mesnet yerlerinin değeri oran olarak;

$$\frac{0,088}{0.5} = 0,176 \text{ çıkmıştır.}$$

Devamında ANSYS bölümünde Sonlu Elemanlar Yöntemi kullanılarak çözümler yapılmış ve ANSYS' de yapılan çalışmalar, üç başlık altında incelenmiştir: Birincisi; 2 boyutlu kiriş bir input dosyasıyla modellenmiş, gerekli sınır şartlar ve yükler programlanmış ve sonlu elemanlar metodu ile optimum mesnet yerleri belirlenmiştir. Buradan elde edilen optimum mesnet yerlerinin değeri oran olarak;

$$\frac{114,38}{500} = 0,22876' \text{ dir.}$$

İkincisinde; 3 boyutlu düzlem (alan) bir input dosyasıyla modellenmiş, gerekli sınır şartlar ve yükler programlanmış ve sonlu elemanlar metodu ile optimum mesnet

yerleri belirlenmiştir. Buradan elde edilen optimum mesnet yerlerinin değeri oran olarak;

$$\frac{114,38}{500} = 0,22876 \text{ çıkmaktadır ve ANSYS programında kiriş için elde edilen}$$

optimizasyon oranına eşittir.

Üçüncüsünde ise; iki sac parça için 3 boyutlu düzlemler (alanlar) bir input dosyasıyla modellenmiş, gerekli sınır şartlar ve yükler programlanmış ve sonlu elemanlar metodu ile optimum mesnet yerleri belirlenmiştir. Buradan elde edilen optimum mesnet yerlerinin değeri oran olarak;

$$\frac{114,38}{500} = 0,22876 \text{ çıkmıştır. Bu oran da, ANSYS programında kiriş için ve tek}$$

parça düzlem için elde edilen optimizasyon değerlerine eşittir.

Sonuçta, analitik yöntemle çözümlenerek MATLAB' da elde edilen oran (0,176) ve ANSYS programından, kiriş için elde edilen (0,22876), tek parça düzlem için elde edilen oran (0,22876) ve çift parça düzlem için elde edilen oran (0,22876) karşılaştırıldığında birbirine yakın ve kabul edilebilir değerler çıkmaktadır.

Uluslar arası literatürde bu problem için kabul edilen optimum mesnet yeri değeri;

$$a \cong 0,22315 \cdot L, \text{ (BOWDEN,G.B. 2002),}$$

kiriş uzunluğuna bölünerek ifade ediliyor ve bu değer toplam uzunluğun 0,22315 katıdır.

Bizim elde ettiğimiz oranlarla bu oran karşılaştırıldığında, özellikle ANSYS uygulamalarından çıkan sonuçlar karşılaştırıldığında, birbirine yakın sonuçlar vermektedir.

Bu çalışmada bahsedilmeyen, literatürde de çok fazla rastlamadığımız bir uygulama ise, ANSYS programında yapılan, 2 boyutlu kiriş optimizasyon dizaynı ve 3

boyutlu düzlem (alan) optimizasyon dizaynlarında, parçanın merkez eksenine göre mesnet yerlerinin başlangıçta simetrik kabul edilmemesidir. Bu çalışmamızda, bu konuyla ilgili analizler de yapılmıştır ancak, çıkan sonuçlar kabul edilebilir olmadığı için ve literatüre de uymadığı için konu olarak değinilmemiştir.

Sonuç olarak, elde edilen optimum destek yerlerini veren 3 boyutlu ANSYS programının, endüstride gerçek uygulamalarda kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

KAYNAKLAR

ANONİM 2003. Fikstürler. Cadem CAD/CAM Destek Merkezi. 17 s.

ANONİM. Locator Manual. Ford Motor Company. s. 34-39.

ANSYS Tutorials, ANSYS Release 8.0 Documentation (2003). ANSYS, Inc.

BOWDEN,G.B. 2002. Undulator Gravitational Deflection. Stanford University, Stanford. 8 p.

CAI,W. 2005. Robust Pin Layout Design For Sheet-Panel Locating. Int J Adv Manuf Technol. 9 p.

CHUNG,F., G.ABRAMOVICH, J.HART, K.W.LEE. 1999. Optimal Fixture Design for Welding of Deformable Sheet Metal Parts. Mechanical Engineering 588. The University of Michigan. 31 p.

DU,H., GRIER C.I.LIN. 1998. Development of An Automated Flexible Fixture For Planar Objects. School of Engineering, University of South Australia. p. 173-183.

GENE LIAO,Y.J., S.J.JACK HU. 2000. Flexible Multibody Dynamics Based Fixture-Workpiece Analysis Model for Fixturing Stability. The University of Michigan. p. 343-362.

GOPALAKRISHNAN,K., M.ZALUZEC, R.KOGANTI, P.DENESZCZUK and K.GOLDBERG. 2003. "Unilateral" Fixturing of Sheet Metal Parts Using Modular Jaws With Plane-Cone Contacts. International Conference On Robotics & Automation. Taipei, Taiwan. p. 3953-3958.

HIBBELER,R.C. 2000. Solutions Manual Mechanics of Materials. Prentice Hall. s. 230-243.

HUNTER,R., A.VIZAN, J.PEREZ, J.RIOS. 2005. Knowledge Model As An İntegral Way Tu Reuse The Knowledge For Fixture Design Process. Mechanical Engineering Department, La Frontera University, Chile. p. 1510-1518.

İNAN,E.E. 1998. Cisimlerin Mukavemeti – Çözümlü Problemler. Afa Matbaacılık, İstanbul. s. 205-215.

İNAN,M. 2001. Cisimlerin Mukavemeti. İTÜ Vakfı, İstanbul. s. 109-351.

KAYA,N. 1999. Kurgu Planlama ve Modüler Aparat Tasarımında Unsur Kullanımı. Uludağ Üniversitesi, Bursa. 166 s.

KULAKSIZ,Ö. (Çevirmen). 2000. Metal Mesleğinde Tablolar. Milli Eğitim Basımevi, İstanbul. 304 s.

LI,B., B.W.SHIU and K.J.LAU. 2001. Principle And Simulation of Fixture Configuration Design For Sheet Metal With Laser Welding. Part 1: Finite-Element Modelling and A Prediction and Correction Method. Department of Mechanical Engineering, Hong Kong Polytechnic University, Hung Hom, Kowloon, Hong Kong. p. 266-275.

LI,B., B.W.SHIU and K.J.LAU. 2001. Principle and Simulation of Fixture Configuration Design For Sheet Metal Assembly With Laser Welding. Part 2: Optimal Configuration Design With The Genetic Algorithm. Department of Mechanical Engineering, Hong Kong Polytechnic University, Hung Hom, Kowloon, Hong Kong. p. 276-284.

LI,B., B.W.SHIU and K.J.LAU. 2002. Fixture Configuration Design For Sheet Metal Assembly With Laser Welding: A Case Study. Department of Mechanical Engineering, Hong Kong Polytechnic University, Hung Hom, Kowloon, Hong Kong. p. 501-509.

LI,B., B.W.SHIU and K.J.LAU. 2002. Weld Pattern Design for Sheet Metal Laser Welding Considering Fixturing Quality. Department of Mechanical Engineering. Hong Kong Polytechnic University. Hung Hom, Kowloon, Hong Kong. p. 418-425.

LI,B., Shreyes N.MELKOTE. 1999. Improved Workpiece Location Accuracy Through Fixture Layout Optimization. School of Mechanical Engineering, Georgia Institute of Technology, Atlanta. p. 871-883.

MENDELSON,D.A., T.S.GROSS, L.-J.YOUNG, F.CHEN, R.U.GOULET. 2001. Geometry And Load Fixture Effects In The Four-Point-Bend Mixed Mode Fracture Specimen. Department of Mechanical Engineering. The Ohio State University. p. 587-604.

NI, K., S.MAHADEVAN. 2004. Strain-Based Probabilistic Fatigue Life Prediction of Spot-Welded Joints. Department of Civil And Environmental Engineering. Vanderbilt University. p. 763-772.

PELINESCU,D.M., M.Y.WANG. 2002. Multi Objective Optimal Fixture Layout Design. Department of Mechanical Engineering. University Of Maryland. p. 365-372.

RAGHU,A., S.N.MELKOTE. 2004. Analysis of The Effects of Fixture Clamping Sequence on Part Location Errors. School of Mechanical Engineering, Georgia Institute of Technology, Atlanta. p. 373-382.

RATCHEV,S., K.PHUAH, G.LAMMEL, W.HUANG. 2005. An Experimental Investigation of Fixture-Workpiece Contact Behaviour For The Dynamic Simulation of Complex Fixture-Workpiece Systems. University of Nottingham. p. 1597-1606.

SATYANARAYANA,S., S.N.MELKOTE. 2004. Finite Element Modeling Of Fixture-Workpiece Contacts: Single Contact Modeling And Experimental Verification. The George W. Woodruff School of Mechanical Engineering, Georgia Institute of Technology, Atlanta. p. 903-913.

SHEN,Y., B.SHIRINZADEH. 2001. Dynamic Analysis Of Reconfigurable Fixture Construction By A Manipulator. Department of Mechanical Engineering, Monash University, Clayton, Australia. p. 367-377.

SIEBENALER,S.P., S.N.MELKOTE. 2005. Prediction Of Workpiece Deformation İn A Fixture System Using The Finite Element Method. The George W. Woodruff School of Mechanical Engineering. Georgia Institute of Technology, Atlanta. p. 1-8.

SİPAHİ,E. 2004. Dip Klepesinin Ansys ile Dizayn Optimizasyonu. Dokuz Eylül Üniversitesi, (yayınlanmamış), İzmir. s. 10-45.

VALLAPUZHA,S., E.C.DE METER, S.CHOUDHURI, R.P.KHETAN. 2002. An İnvestigation of The Effectiveness of Fixture Layout Optimization Methods. The Pennsylvania State University. p. 251-263.

YİĞİT,Ş. 2001. Mühendis ve Teknisyenler için Bilgi Notları. Marmara Üniversitesi, İstanbul. s. 1-10.

<http://www.aws.org/> - (American Welding Society)

<http://memento.ieor.berkeley.edu/fixture/> - (Fixture.net)

<http://www.pwr-tools.com/> - (Engineering Power Tools)

<http://www.rotech.se/> - (Rotech Tooling Sweden)

<https://txspace.tamu.edu/handle/1969.1/2> - (The Digital Rep. at Texas A&M University)

EKLER**EK-1 Elastik Eğri Denklem Çözümü**

$$v_{\text{genel}} = v_{\text{homojen}} + v_{\text{özel}} \quad (\text{Genel Şehim Denklemi});$$

$$v_{\text{homojen}} = c_0 + c_1 x + c_2 x^2 + c_3 x^3 \dots\dots\dots \text{I}$$

$$v_{\text{özel}} = \frac{P_0 x^4}{24EI} \rightarrow (P_y = P_0 = \text{Sabit}) \dots\dots\dots \text{II}$$

$x = 0$ için;

$$v''(0) = v''(x_1) \Rightarrow -EJ_z v''(0) + M_{z1} = 0 \quad \Rightarrow \quad v''(0) = \frac{M_{z1}}{EI} \dots\dots\dots \text{III}$$

$x = l$ için;

$$v''(l) = v''(x_1) \Rightarrow EJ_z v''(l) - M_{z1} = 0 \quad \Rightarrow \quad v''(l) = \frac{M_{z1}}{EI} \dots\dots\dots \text{IV}$$

$$M_{z1} = \frac{P_{x1}^2}{2} \dots\dots\dots \text{V}$$

$$\Rightarrow v(x)_{\text{genel}} = c_0 + c_1 x + c_2 x^2 + c_3 x^3 + \frac{P_0 x^4}{24EI} \dots\dots\dots \text{VI}$$

$$\Rightarrow v'(x) = c_1 + 2c_2 x + 3c_3 x^2 + \frac{P_0 x^3}{6EI} \dots\dots\dots \text{VII}$$

$$\Rightarrow v''(x) = 2c_2 + 6c_3 x + \frac{P_0 x^2}{2EI} \dots\dots\dots \text{VIII}$$

Buradan çözüme aşağıdaki gibi geçilir:

$$\boxed{v(0) = 0,} \quad \Rightarrow \quad \boxed{c_0 = 0} \dots\dots\dots \text{(D1)}$$

$$v''(0) = \frac{M_z}{EI} = \frac{P_0 x_1^2}{2EI} \quad \Rightarrow \quad 2c_2 + 0 + 0 = \frac{P_0 x_1^2}{2EI} \Rightarrow c_2 = \frac{P_0 x_1^2}{4EI} \quad \text{.....(D2)}$$

$$v(l) = 0, \quad \Rightarrow \quad c_1 l + \frac{P_0 x_1^2}{4EI} (l^2) + c_3 l^2 + \frac{P_0 l^4}{24EI} = 0 \quad \text{.....(D3)}$$

$$v''(l) = \frac{M_z}{EI} = \frac{P_0 x_1^2}{2EI} \quad \Rightarrow \quad 2 \cdot \frac{P_0 x_1^2}{4EI} + 6c_3 l + \frac{P_0 l^2}{2EI} = \frac{P_0 x_1^2}{2EI}$$

$$\frac{P_0 x_1^2}{2EI} + \frac{6c_3 l \cdot 2EI}{2EI} + \frac{P_0 l^2}{2EI} = \frac{P_0 x_1^2}{2EI} \quad \Rightarrow \quad c_3 = - \frac{P_0}{12EI} \frac{l^2}{l}$$

$$\Rightarrow \quad c_3 = \frac{P_0}{12EI} (-l) \quad \text{.....(D4)}$$

\Rightarrow (D3) denkleminde c_3 ' ü yerine yazarak, c_1 ' i aşağıdaki gibi bulabiliriz;

$$c_1 (l) + \frac{P_0 x_1^2}{4EI} (l^2) + \frac{P_0}{12EI} (-l) (l^2) + \frac{P_0 l^4}{24EI} = 0$$

$$c_1 = \frac{P_0}{12EI} (l^3) - \frac{P_0}{4EI} (x_1^2) (l) - \frac{P_0}{24EI} (l^3)$$

$$c_1 = \frac{P_0}{24EI} (2l^3 - 6x_1^2 l - l^3) \quad \Rightarrow \quad c_1 = \frac{P_0}{24EI} (l^3 - 6x_1^2 l) \quad \text{.....(D5)}$$

\Rightarrow (D1) denkleminde c_0 ' ı, (D2) denkleminde c_2 ' yi, (D4) denkleminde c_3 ' ü ve (D5) denkleminde c_1 ' i, $v(x)_{\text{genel}}$ denkleminde yerine yazarsak, $v(x)$ için sehim denklemi;

$$v(x) = 0 + \frac{P_0}{24EI} (l^3 - 6x_1^2 l)(x) + \frac{P_0 x_1^2}{4EI} (x^2) + \frac{P_0}{12EI} (-l)(x^3) + \frac{P_0}{24EI} (x^4) \text{ şeklindedir.}$$

Denklem düzenlenirse;

$$v(x) = \frac{P_0}{24EI} \left[(l^3 - 6x_1^2 l)(x) + (6x_1^2)(x^2) - (2l)(x^3) + (x^4) \right] \text{ ifadesi bulunur.}$$

EK-2 MATLAB Programı

Ana Program – “program.m” dosyası:

```

clear all
close all

x=0.001:(0.01):0.5;
a=0.001:(0.001):0.25;

n1=length(x); n2=length(a);

for j=1:n2
    j
    for i=1:n1
        sehim(i,j)=fonksiyon(x(i),a(j));
    end
    A=max((abs(sehim(:,j))),[],1);
end
C= min(A);

for i=1:n1
    i
    for j=1:n2
        ara=(sehim(i,j))^2;
        ara=ara^0.5;
        if ara==C
            I=i; J=j;
        end
    end
end
end
sonuc=[sehim(I,J) x(I) a(J)]

```

Alt Program – “fonksiyon.m” dosyası;

```
function v=fonksiyon(x,a)
k=1.6064;
d=0.5-(2*a);
p1=x*(d*d*d-6*a*a*d);
p2=x.*x*(6*a*a);
p3=x.*x.*x*(2*d);
p4=x.*x.*x.*x;
v=k*(p1+p2-p3+p4);
```

EK-3 ANSYS Programları (Input dosyaları)Kiriş Problemi için Optimizasyon Input dosyası:

```

/PREP7
*SET,X1,1
MP,PRXY,,0.3
ANTYPE,STATIC
ET,1,BEAM3
R,1,500,41.67,1
MP,EX,1,2.1E5
k,1,0,0,0
k,2,X1,0,0
k,3,(500-X1),0,0
k,4,500,0,0
L,1,2
L,2,3
L,3,4
DK,2,,0,,0,UX,UY,,,,,
DK,3,,0,,0,UY,,,,,
LESIZE,ALL,1,,,,1,,1,
LMESH,1
LMESH,2
LMESH,3
*GET,EMAX,ELEM,,NUM,MAX !Max eleman numarası
*DO,I,1,EMAX
SFBEAM,I,1,PRES,0.0385533
*ENDDO
!/PSF,PRES,NORM,1,0,1 !Yayılı yükü göstermesi için
FINISH
/SOLU
SOLVE

```



```
FINISH
/POST1
SET,1,1
PRNSOL,U,COMP
NSORT,U,SUM,0,0, ,0
*get,maxdisp,sort,,max
MAXDISP=ABS(maxdisp)
*GET,mn,NODE,,COUNT, , , ,
*DIM,DISPY,ARRAY,mn,1,1,,
*VGET,DISPY,NODE,1,u,y,,2
*CFOPEN,kiris_uy,txt
*VWRITE,DISPY(1)
(1x,f12.7)
*CFCLOSE
/OPT
OPANL,'optimtb1','txt',''
OPVAR,X1,DV,1,249,1
OPVAR,maxdisp,OBJ,,100
OPKEEP,ON
OPTYPE,SUBP
OPSUBP,100
OPSAVE,anfile,optim_inputtb1.txt
OPEXE
OPLIST,ALL,,1
*STATUS
FINISH
```

(Not: Optimizasyon programının çalışması için ANSYS programında input dosyalarının çalıştığı dizine aynı dosyadan 'optimtb1' isminde bir dosyayı kopyalamak gerekmektedir).

Kiriş Problemi için Analiz Input dosyası:

```

/PREP7
*SET,X1,114.38
MP,PRXY,,0.3
ANTYPE,STATIC
ET,1,BEAM3
R,1,500,41.67,1
MP,EX,1,2.1E5
k,1,0,0,0
k,2,X1,0,0
k,3,(500-X1),0,0
k,4,500,0,0
L,1,2
L,2,3
L,3,4
DK,2,,0,,0,UX,UY,,,,,
DK,3,,0,,0,UY,,,,,
LESIZE,ALL,1,,,,1,,,1,
LMESH,1
LMESH,2
LMESH,3
*GET,EMAX,ELEM,,NUM,MAX !Max eleman numarası
*DO,I,1,EMAX
SFBEAM,I,1,PRES,0.0385533
*ENDDO
!/PSF,PRES,NORM,1,0,1 !Yayili yükü göstermesi için
FINISH
/SOLU
SOLVE
FINISH
/POST1

```

```

SET,1,1
PRNSOL,U,COMP
NSORT,U,SUM,0,0, ,0
*get,maxdisp,sort,,max
MAXDISP=ABS(maxdisp)
*GET,mn,NODE,,COUNT, , , ,
*DIM,DISPY,ARRAY,mn,1,1,,
*VGET,DISPY,NODE,1,u,y,,2
*CFOPEN,kiris_uy.txt
*VWRITE,DISPY(1)
(1x,f12.7)
*CFCLOSE

```

Tek Parça Düzlem (Alan) Problemi için Optimizasyon Input dosyası:

```

/PREP7
ET,1,SHELL63
R,1,1, , , , ,
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,210000
MPDATA,PRXY,1,,0.3
*SET,x1,1
*SET,L1,500
wpro,,-90.000000,
/PNUM,KP,1
/PNUM,LINE,1
/PNUM,AREA,1
/PNUM,VOLU,0
/PNUM,NODE,0
/PNUM,TABN,0
/PNUM,SVAL,0

```

```

/NUMBER,0
K,1,0,0,0,
K,2,x1,0,0,
K,3,L1-x1,0,0,
K,4,L1,0,0,
K,5,0,x1,0
K,6,x1,x1,0
k,7,L1-x1,x1,0
k,8,L1,x1,0
k,9,0,L1-x1,0
k,10,x1,L1-x1,0
K,11,L1-x1,L1-x1,0
K,12,L1,L1-x1,0
K,13,0,L1,0
K,14,x1,L1,0
K,15,L1-x1,L1,0
K,16,L1,L1,0
A,1,2,6,5
A,2,3,7,6
A,3,4,8,7
A,5,6,10,9
A,6,7,11,10
A,7,8,12,11
A,9,10,14,13
A,10,11,15,14
A,11,12,16,15
ESIZE,5,0
AMESH,ALL
DK,6, ,0, ,0,UZ, , , , ,
DK,7, ,0, ,0,UZ, , , , ,
DK,11, ,0, ,0,UZ, , , , ,
DK,10, ,0, ,0,UZ, , , , ,

```

```
DK,1,,0,,0,UX,UY,,,,,  
*GET,NMAX,NODE,,NUM,MAX  
SF,ALL,PRES,-0.0385533/NMAX  
FINISH  
/SOL  
SOLVE  
FINISH  
/POST1  
SET,FIRST  
PRNSOL,U,COMP  
NSORT,U,SUM,0,0,,0  
*get,maxdisp,sort,,max  
MAXDISP=ABS(maxdisp)  
*STATUS  
FINISH  
/OPT  
OPANL,'optimt4','txt',' '  
OPVAR,X1,DV,1,249,1  
OPVAR,MAXDISP,OBJ,,,100  
OPKEEP,ON  
OPTYPE,SUBP  
OPSUBP,100  
OPSAVE,anfile,optim_input4.txt  
OPEXE  
OPLIST,ALL,,,1  
FINISH
```

(Not: Optimizasyon programının çalışması için ANSYS programında input dosyalarının çalıştığı dizine aynı dosyadan 'optimt4' isminde bir dosyayı kopyalamak gerekmektedir).

Tek Parça Düzlem (Alan) Problemi için Analiz Input dosyası:

```
/PREP7
ET,1,SHELL63
R,1,1, , , , ,
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,210000
MPDATA,PRXY,1,,0.3
*SET,x1,114.38
*SET,L1,500
wpro,,-90.000000,
/PNUM,KP,1
/PNUM,LINE,1
/PNUM,AREA,1
/PNUM,VOLU,0
/PNUM,NODE,0
/PNUM,TABN,0
/PNUM,SVL,0
/NUMBER,0
K,1,0,0,0,
K,2,x1,0,0,
K,3,L1-x1,0,0,
K,4,L1,0,0,
K,5,0,x1,0
K,6,x1,x1,0
k,7,L1-x1,x1,0
k,8,L1,x1,0
k,9,0,L1-x1,0
k,10,x1,L1-x1,0
K,11,L1-x1,L1-x1,0
K,12,L1,L1-x1,0
```

```

K,13,0,L1,0
K,14,x1,L1,0
K,15,L1-x1,L1,0
K,16,L1,L1,0
A,1,2,6,5
A,2,3,7,6
A,3,4,8,7
A,5,6,10,9
A,6,7,11,10
A,7,8,12,11
A,9,10,14,13
A,10,11,15,14
A,11,12,16,15
ESIZE,5,0
AMESH,ALL
DK,6, ,0, ,0,UZ, , , , ,
DK,7, ,0, ,0,UZ, , , , ,
DK,11, ,0, ,0,UZ, , , , ,
DK,10, ,0, ,0,UZ, , , , ,
DK,1, ,0, ,0,UX,UY, , , , ,
*GET,NMAX,NODE,,NUM,MAX
SF,ALL,PRES,-0.0385533/NMAX
FINISH
/SOL
SOLVE
FINISH
/POST1
SET,FIRST
PRNSOL,U,COMP
NSORT,U,SUM,0,0, ,0
*get,maxdisp,sort,,max
MAXDISP=ABS(maxdisp)

```

*STATUS
FINISH

İki Parça Düzlem (Alan) Problemi için Optimizasyon Input dosyası:

```
/PREP7  
ET,1,SHELL63  
R,1,1, , , , , ,  
MPTEMP,,,,,,,,  
MPTEMP,1,0  
MPDATA,EX,1,,210000  
MPDATA,PRXY,1,,0.3  
*SET,x1,1  
*SET,L1,500  
wpro,,-90.000000,  
/PNUM,KP,1  
/PNUM,LINE,1  
/PNUM,AREA,1  
/PNUM,VOLU,0  
/PNUM,NODE,0  
/PNUM,TABN,0  
/PNUM,SVAl,0  
/NUMBER,0  
K,1,0,0,0,  
K,2,x1,0,0,  
K,3,L1-x1,0,0,  
K,4,L1,0,0,  
K,5,0,x1,0  
K,6,x1,x1,0  
k,7,L1-x1,x1,0  
k,8,L1,x1,0
```


k,9,0,L1-x1,0
k,10,x1,L1-x1,0
K,11,L1-x1,L1-x1,0
K,12,L1,L1-x1,0
K,13,0,L1,0
K,14,x1,L1,0
K,15,L1-x1,L1,0
K,16,L1,L1,0
K,17,L1-50,0,0,
K,18,L1-50+x1,0,0,
K,19,L1-50+L1-x1,0,0,
K,20,L1-50+L1,0,0,
K,21,L1-50,x1,0
K,22,L1-50+x1,x1,0
k,23,L1-50+L1-x1,x1,0
k,24,L1-50+L1,x1,0
k,25,L1-50+,L1-x1,0
k,26,L1-50+x1,L1-x1,0
K,27,L1-50+L1-x1,L1-x1,0
K,28,L1-50+L1,L1-x1,0
K,29,L1-50+,L1,0
K,30,L1-50+x1,L1,0
K,31,L1-50+L1-x1,L1,0
K,32,L1-50+L1,L1,0
A,1,2,6,5
A,2,3,7,6
A,3,4,8,7
A,5,6,10,9
A,6,7,11,10
A,7,8,12,11
A,9,10,14,13
A,10,11,15,14

```
A,11,12,16,15
A,17,18,22,21
A,18,19,23,22
A,19,20,24,23
A,21,22,26,25
A,22,23,27,26
A,23,24,28,27
A,25,26,30,29
A,26,27,31,30
A,27,28,32,31
ESIZE,5,0
AMESH,ALL
DK,6, ,0, ,0,UZ, , , , ,
DK,7, ,0, ,0,UZ, , , , ,
DK,11, ,0, ,0,UZ, , , , ,
DK,10, ,0, ,0,UZ, , , , ,
DK,1, ,0, ,0,UX,UY, , , , ,
DK,22, ,0, ,0,UZ, , , , ,
DK,23, ,0, ,0,UZ, , , , ,
DK,27, ,0, ,0,UZ, , , , ,
DK,26, ,0, ,0,UZ, , , , ,
DK,17, ,0, ,0,UX,UY, , , , ,
*GET,NMAX,NODE,,NUM,MAX
SF,ALL,PRES,-0.0385533/NMAX
FINISH
/SOL
SOLVE
FINISH
/POST1
SET,FIRST
PRNSOL,U,COMP
NSORT,U,SUM,0,0, ,0
```

```

*get,maxdisp,sort,,max
MAXDISP=ABS(maxdisp)
*STATUS
FINISH
/OPT
OPANL,'optimt4','txt',''
OPVAR,X1,DV,1,249,1
OPVAR,MAXDISP,OBJ,,,100
OPKEEP,ON
OPTYPE,SUBP
OPSUBP,100
OPSAVE,anfile,optim_inputt4.txt
OPEXE
OPLIST,ALL,,,1
FINISH

```

(Not: Optimizasyon programının çalışması için ANSYS programında input dosyalarının çalıştığı dizine aynı dosyadan 'optimt4' isminde bir dosyayı kopyalamak gerekmektedir).

İki Parça Düzlem (Alan) Problemi için Analiz Input dosyası;

```

/PREP7
ET,1,SHELL63
R,1,1, , , , ,
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,210000
MPDATA,PRXY,1,,0.3
*SET,x1,114.38
*SET,L1,500

```

wpro,, -90.000000,
/PNUM,KP,1
/PNUM,LINE,1
/PNUM,AREA,1
/PNUM,VOLU,0
/PNUM,NODE,0
/PNUM,TABN,0
/PNUM,SVL,0
/NUMBER,0
K,1,0,0,0,
K,2,x1,0,0,
K,3,L1-x1,0,0,
K,4,L1,0,0,
K,5,0,x1,0
K,6,x1,x1,0
k,7,L1-x1,x1,0
k,8,L1,x1,0
k,9,0,L1-x1,0
k,10,x1,L1-x1,0
K,11,L1-x1,L1-x1,0
K,12,L1,L1-x1,0
K,13,0,L1,0
K,14,x1,L1,0
K,15,L1-x1,L1,0
K,16,L1,L1,0
K,17,L1-50,0,0,
K,18,L1-50+x1,0,0,
K,19,L1-50+L1-x1,0,0,
K,20,L1-50+L1,0,0,
K,21,L1-50,x1,0
K,22,L1-50+x1,x1,0
k,23,L1-50+L1-x1,x1,0

k,24,L1-50+L1,x1,0
 k,25,L1-50+,L1-x1,0
 k,26,L1-50+x1,L1-x1,0
 K,27,L1-50+L1-x1,L1-x1,0
 K,28,L1-50+L1,L1-x1,0
 K,29,L1-50+,L1,0
 K,30,L1-50+x1,L1,0
 K,31,L1-50+L1-x1,L1,0
 K,32,L1-50+L1,L1,0
 A,1,2,6,5
 A,2,3,7,6
 A,3,4,8,7
 A,5,6,10,9
 A,6,7,11,10
 A,7,8,12,11
 A,9,10,14,13
 A,10,11,15,14
 A,11,12,16,15
 A,17,18,22,21
 A,18,19,23,22
 A,19,20,24,23
 A,21,22,26,25
 A,22,23,27,26
 A,23,24,28,27
 A,25,26,30,29
 A,26,27,31,30
 A,27,28,32,31
 ESIZE,5,0
 AMESH,ALL
 DK,6, ,0, ,0,UZ, , , , , ,
 DK,7, ,0, ,0,UZ, , , , , ,
 DK,11, ,0, ,0,UZ, , , , , ,

```
DK,10,,0,,0,UZ,,,,,  
DK,1,,0,,0,UX,UY,,,,,  
DK,22,,0,,0,UZ,,,,,  
DK,23,,0,,0,UZ,,,,,  
DK,27,,0,,0,UZ,,,,,  
DK,26,,0,,0,UZ,,,,,  
DK,17,,0,,0,UX,UY,,,,,  
*GET,NMAX,NODE,,NUM,MAX  
SF,ALL,PRES,-0.0385533/NMAX  
FINISH  
/SOL  
SOLVE  
FINISH  
/POST1  
SET,FIRST  
PRNSOL,U,COMP  
NSORT,U,SUM,0,0,,0  
*get,maxdisp,sort,,max  
MAXDISP=ABS(maxdisp)  
*STATUS  
FINISH
```

EK-4

Ford Motor Company - Locator Manual – Destek Yerlerinin Kombinasyonu

VII. BASIC COMBINATIONS OF LOCATORS

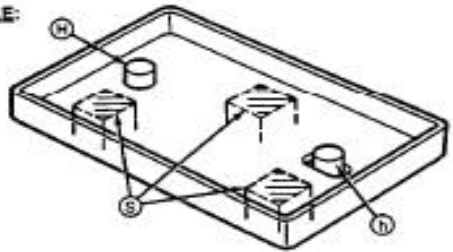
NOTE: The following rules apply to all parts. For illustration purposes, a simple geometric part is shown.

A. BASIC RULES OF LOCATOR POSITIONING

1. Locator surfaces and holes:

- a. In the largest area S = 3 Locators
- b. In the largest area H = 1 Locator
- c. In the largest area h = 1 Locator

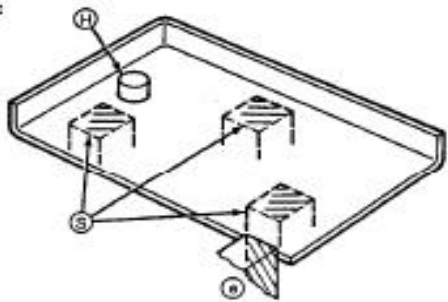
EXAMPLE:



2. Locator surfaces, hole, and edge:

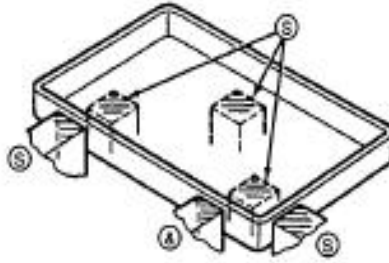
- a. In the largest area S = 3 Locators
- b. In the largest area H = 1 Locator
- c. On the edge that is furthest from the hole and the most stable e = 1 Locator

EXAMPLE:



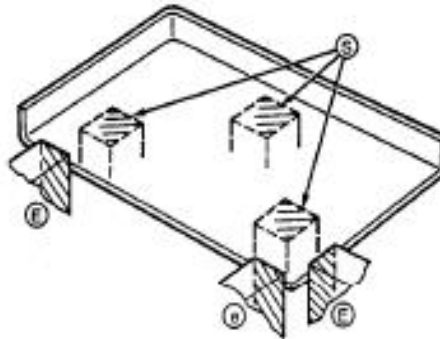
3. Locator surfaces only:
- a. In the largest area S = 3 Locators
 - b. On the longest side S and & = 2 Locators
 - c. On remaining shorter side S = 1 Locator

EXAMPLE:



4. Locator surfaces and edges:
- a. In the largest area S = 3 Locators
 - b. On the longest side E and e = 2 Locators
 - c. On remaining shorter side E = 1 Locator

EXAMPLE:









VII. BASIC COMBINATIONS OF LOCATORS CONT.

B. BASIC FORMS FOR THE COMBINATION OF MAIN AND SECONDARY LOCATOR SURFACES

1. On surfaces that are considered to have similar dimensional accuracy.

TABLE 1

□ = main locator surface ○ = secondary locator surface

SHAPE OF PART	PREFERRED PATTERN	ALTERNATE PATTERN
SQUARE		
RECTANGLE		
CIRCULAR		

2. On surfaces having varying dimensional accuracy (in case of locating separately).

TABLE 2

1 - preferred surface

2 - optional surface

□ - main locator surface

○ = secondary locator surface

SHAPE OF PART	PREFERRED PATTERN	ALTERNATE PATTERN
SQUARE		
RECTANGLE		

VII. BASIC COMBINATIONS OF LOCATORS CONT.

C. OTHERS

TABLE 3

□ = main locator surface ○ = secondary locator surface

SHAPE OF PART	PREFERRED PATTERN	ALTERNATE PATTERN
SURFACE 1 Example: Header		
SURFACE 2 Example: Floor Panel		
SURFACE 3 Example: Member		NO Alternative
SURFACE 4 Example: Stiffener		NO Alternative
SURFACE 5 Example: Smaller part		
SURFACE 6 Example: Roof		
SURFACE 7 Example: Door Reinforcement		 45° Clamp This form is used when the surface cannot be used as a locator.

VII. BASIC COMBINATIONS OF LOCATORS CONT.**D. RULES FOR SECONDARY LOCATORS**

1. Secondary locators are used to supplement the main locators when the main locators do not stabilize the part. Therefore, they should be kept to a minimum.
2. Depending upon the shape of a part, some of the main locators are not used if secondary locators are set up together. In such cases, it is desirable to have the main and secondary locators integrated. (Refer to Tables 1 and 3 on preceding pages for alternate patterns.)
3. In setting up main and secondary locators together, they should be set up taking into account the difference in the surfaces to be used. (Refer to Table 2 on prior page).

TEŞEKKÜR

Yapmış olduğum Tez çalışmasında hiçbir zaman yardımlarını esirgemeyen sayın hocam Yrd.Doç.Dr.Necmettin Kaya'ya, her türlü bilgi ve kaynak akıőını sağlayan Arő.Gör.Hakan Gökdađ'a, manevi destekleriyle her zaman yardımcı olan tüm arkadaőlarım, bana her zaman destek olan aileme ve ge A.Ő.' ye, Farge A.Ő.' ye, Opsan A.Ő.' ye ve Erkalıp A.Ő.' ye teşekkür ederim.

ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında Bursa' da doğdu. İlk öğrenimini Emir Buhari İlkokul'unda, Orta öğrenimini Bursa Özel Nilüfer Anadolu Lisesi' nde tamamladı. 1998 yılında Erciyes Üniv. Müh.Mim. Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nü kazandı ve birinci sınıfı burada okudu. 1999 yılında Uludağ Üniv. Müh.Mim. Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü 2. sınıfa yatay geçiş yaptı. 2002 yılında lisans diplomasını aldı ve aynı bölümde Yüksek Lisans' a başladı. Ayrıca 2002 yılından bu yana, Yüksek Lisans öğrenciliğinin yanında Otomotiv sektöründe çeşitli firmalarda Makine Mühendisi olarak çalıştı.