

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MEKANİK PRESLERDE ŞEKİLLENDİRME
HASSASİYETİNİ ETKİLEYEN FAKTÖRLERİN
İNCELENMESİ VE PRES ELEMANLARI ÜZERİNDE
UYGULANACAK MUKAVEMET ANALİZLERİ İLE
KONSTRÜKTİF İYİLEŞTİRMELERİN SAĞLANMASI**

Makine Müh. Kasım BABACAN

**FBE Makine Anabilim Dalı İmal Usulleri Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. M.Emin YURCİ

İSTANBUL, 2007

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ.....	iv
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
TABLO LİSTESİ.....	ix
ÖNSÖZ.....	x
ÖZET.....	xi
ABSTRACT.....	xii
1 GİRİŞ.....	1
2 MEKANİK PRESLERDE İŞLEM HASSASİYETİNİ ETKİLEYEN FAKTÖRLERİN İNCELENMESİ.....	4
2.1 Preslerde Yapılan İşler.....	4
2.2 Presin Yapısal Özelliklerinden Kaynaklanan Faktörlerin İncelenmesi.....	5
2.2.1 Mekanik Preslerin Özelliklerinin İşlem Hassasiyeti Üzerindeki Etkileri.....	7
2.2.2 Preslerde Kullanılan Mekanik Sistemlerin İşlem Hassasiyeti Açısından İncelenmesi.....	13
2.3 İşlem Özelliklerinin Hassasiyet Üzerindeki Etkisi.....	20
2.4 Kalıbın Eksenden Kaçık Bağlaması Halinin İncelenmesi.....	29
3 PRES GÖVDELERİ.....	37
3.1 Preslerin Sınıflandırılması.....	37
3.2 Pres Gövdeleri ile İlgili Çalışmalar.....	37
3.3 Ülkemizde H Tipi Pres Gövde Konstrüksiyonlarının Özellikleri.....	40
3.4 H Tipi Preslerde Boyutlandırma Kriterleri.....	44
3.5 H Tipi Pres Gövdelerinde Çözülmesi Gereken Problemler.....	45
4 PLAK TEORİSİNİN ANA BAĞLANTILARI.....	46
4.1 Dikdörtgen Plagın Diferansiyel Denklemi.....	46
4.2 Elastik Mesnetli Plakların Sınır Koşulları.....	49
4.3 Plagın Eğilme Probleminin Bir Mambbranın Sehım Problemine İndirgenmesi.....	50
5 ÇERÇEVE TİPİ PRES GÖVDELERİNDE TOPLAM SEHİMİN HESAPLANMASI.....	51
5.1 Pres Tabla Plakasının Dikdörtgen Plak Olarak Ele Alınması.....	51
5.2 Çerçevenin Sehım Probleminin Pres Yükleri Altında Çözümü.....	54
5.3 Tabla Plaka Mesnetlerinde Sehımlerin Hesaplanması.....	57
5.4 Dikdörtgen Plakaların Sehımlerinin Sonlu Farklar Yöntemi ile Hesaplanması.....	60
5.5 Pres Tablası Sehımlerinin Sonlu Farklar Yöntemi ile Hesaplanması.....	63

6	GÖVDE VE TABLA BOYUTLANDIRMA FORMÜL VE TABLOLARININELDE EDİLMESİ	75
6.1	Toplam Sehimin Tabla ve Alt Kiriş Arasında Paylaştırılması.....	75
6.2	Tabla Plakasının Boyutlandırılması	75
6.3	Pres Alt Kirişinin Boyutlandırılması.....	76
6.4	Rijitlik Oranının Belirlenmesi.....	78
6.5	Gövde ve Tabla Boyutlandırma Tablolarının Oluşturulması.....	79
7	ÖLÇMELER VE HESAP ÖRNEĞİ	88
7.1	Ölçmeler.....	88
7.2	Hesap Örneği.....	91
	SONUÇLAR	94
	KAYNAKLAR.....	96
	EKLER	98
	ÖZGEÇMİŞ	103

SİMGE LİSTESİ

a	Pres tabla derinliği	mm
A,A'	Pres hesap çerçevesi üst köşeleri	
A _n	Fourier katsayısı	
A ₁ , A ₂	Kiriş kesit alanları	mm ²
b	Pres tabla genişliği	mm
B, B'	Pres hesap çerçevesi alt köşeleri	
B _n	Fourier katsayısı	
C _n	Fourier katsayısı	
C _p	Pres yaylanma rijitliği	tonf/mm
C ₁ , C ₂ , C ₃	Sabitler	
$D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}$	Plak rijitliği	kgfmm
D _n	Fourier katsayısı	
D ₁ , D ₂ , D ₃	Sabitler	
E	Elastik modülü	kgf/mm ²
f _x , f _y , f ₁ , f ₂ , f ₃	Fonksiyonlar	
F	Pres gücü (kuvveti)	tonf,kgf
G	Kayma modülü	kgf/mm ²
h	Pres hesap çerçevesinin yüksekliği	mm
h _{alt}	Alt kiriş yüksekliği	mm
i, k, ℓ, m, n	Düğüm noktaları	
I	Kesit eylemsizlik momenti	mm ⁴
I _A	Alt kiriş eylemsizlik momenti	mm ⁴
I _Ü	Üst kiriş eylemsizlik momenti	mm ⁴

I_S	Sütun kesit eylemsizlik momenti	mm^4
$I_1 = I_{A/2}$	Alt kiriş alın sacı kesit eylemsizlik momenti	mm^4
I_2	Alt kiriş alın sacına dik kirişlerin kesit eylemsizlik momenti	mm^4
K	Rijitlik sabiti	$\text{ton}^{1/2} / \text{mm}$
l	Pres hesap çerçevesi genişliği	mm
$l_{\ddot{u}}$	Hidrolik pistonun üst kirişe kuvvet etkittiği genişlik	mm
$M = M_x + M_y$	Momentler toplamı (yayılı)	kgfmm/mm
M_A, M_B	Köşe noktası momentleri	kgfmm
M_x, M_y, M_{xy}	Eğilme ve burulma momentleri (yayılı)	kgfmm/mm
n	Bir tamsayı	
q	Birim alana etkiyen düzgün yayılı yük	kgf/mm^2
Q_x, Q_y	Kesme kuvvetleri (yayılı)	kgf/mm
s	Alın sacı kalınlığı	mm
t	Pres tabla kalınlığı	mm
V_x, V_y	Mesnet tepkileri	kgf/mm
V_x, V_y	Mesnet tepkisi bileşmeleri	kgf
w	Çökme, yaylanma, esneme	$\text{mm}, \mu\text{m}$
x, y, z	Kordinat takımı	
α, β	Katsayı	
$\gamma = \frac{EI_1}{bD} n$	Rijitlik oranı	
$\Delta x, \Delta y$	Ağın sonlu elaman boyutları	mm
Θ	Açısal dönme	rad
χ	Form faktörü	

$\lambda = \frac{b}{a}$	Dikdörtgenlik oranı, poisson oranı	
$\xi = \frac{b}{\ell}$	Genişlik oranı	
τ_{xy}, τ_{yx}	Kayma gerilmesi	kgf/mm ²
$\Phi_1 = \frac{\sqrt{I_1/A_1}}{\ell}$	Alın sacı eylemsizlik oranı	
$\Phi_2 = \frac{\sqrt{I_2/A_2}}{\ell}$	Alın sacına dik kirişlerin eylemsizlik oranı	
$\psi = \frac{EI_1}{EI_2}$	Mesnet rijitlik oranı, paylaşırma oranı	

ŞEKİL LİSTESİ

ŞEKİL 2.1	Mekanik ve hidrolik presler	7
ŞEKİL 2.2	Volanın bulunduğu yere göre presler.....	8
ŞEKİL 2.3	Volan yerine göre değişen pres konstrüksiyonları.....	9
ŞEKİL 2.4.	C tipi mekanik presler	10
ŞEKİL 2.5	Pres gövdesinin sonlu eleman metodu ile analizi	11
ŞEKİL 2.6	H tipi presler	12
ŞEKİL 2.7	Mekanik preslerde krank-biyel mekanizması	12
ŞEKİL 2.8	Sekiz kızıaklı koç	14
ŞEKİL 2.9	Dört ve sekiz kızıaklı koç sistemi	15
ŞEKİL 2.11	Preslerde yağlama sistemleri.....	19
ŞEKİL 2.12	Delme işleminde oluşan hatalar	22
ŞEKİL 2.14	Zimba çekme ringine kaçık olması durumu.....	23
ŞEKİL 2.15	Sac kalınlığı düzgün olmaması hali	23
ŞEKİL 2.17	Dengesiz baskı ve merkezcil olmayan operasyon hali	24
ŞEKİL 2.18	Malzemenin kıvrılması ve yetersiz baskı kuvveti oluşması hali	24
ŞEKİL 2.19	Gereğinden az ve çok verilen kesme boşluğu hali.....	25
ŞEKİL 2.21	Isıl işlemin uygulanmaması ve kalıp yüzeyinin bozulması hali	26
ŞEKİL 2.22	Yüksek deformasyonlu ilk çekme ve tane yapısının büyümesi hali	26
ŞEKİL 2.23	İşlem öncesi ölçülerin doğru belirlenmemesi hali	27
ŞEKİL 2.24	Kesme boşluğunun doğru olmaması hali.....	27
ŞEKİL 2.25	Delik çapı gereğinden büyük ve malzemenin aşırı zorlanması durumu	28
ŞEKİL 2.26	300 tonluk mekanik presin sonlu eleman analizi öncesi türevlerine ayrılması .	30
ŞEKİL 2.27	Santrik ve eksantrik yüklemde pres gövdesine etkiyen kuvvetler	31
ŞEKİL 2.28	Santrik ve eksantrik yüklemde oluşan von mises gerilmeleri.....	32
ŞEKİL 2.29	Santrik ve eksantik yüklemde P1 yönünde oluşan gerilmeler	33
ŞEKİL 2.30	Santrik ve eksantik yüklemde P2 yönünde oluşan gerilmeler	34
ŞEKİL 2.31	Santrik ve eksantik yüklemde P3 yönünde oluşan gerilmeler	35
ŞEKİL 3.1	Pres gövdelerinin sınıflandırılması	37
ŞEKİL 3.2	Çerçeve tipi konstrüksiyon	41
ŞEKİL 3.3	Sac konstrüksiyon mekanik pres.....	42
ŞEKİL 3.4	Pres gövde konstrüksiyonu	43
ŞEKİL 4.1	Plak parçası ve üzerine etkiyen kuvvetler.....	47
ŞEKİL 5.1	Pres tablası mesnet tepkilerinin durumu	51
ŞEKİL 5.2	Santrik yükleme halinde pres tablasından gövdeye geçen kuvvetler.....	54
ŞEKİL 5.3	Çerçevenin giriş ve kolonlarının kuvvet durumu.....	56
ŞEKİL 5.4	İki ucundan basit mesnetlenmiş çerçeve tipi konstrüksiyon.....	59
ŞEKİL 5.6	Sonlu farklar yönteminde noktaların tanımlanması.....	61
ŞEKİL 5.7	Tabla plakasının dokuz noktasının tanımlanması	64
ŞEKİL 5.8	Maksimum sehim değerinin genişlik, dikdörtkenlik, rijitlik oranına göre değişimi	67
ŞEKİL 5.10	Maksimum sehim değerinin genişlik, dikdörtgenlik, rijitlik oranına göre değişimi	69
ŞEKİL 5.11	Maksimum sehim değerinin genişlik, dikdörtgenlik, rijitlik oranına göre değişimi	70
ŞEKİL 5.12	Maksimum sehim değerinin genişlik, dikdörtgenlik, rijitlik oranına göre değişimi	71

ŞEKİL 5.13	Maksimum sehim değerinin genişlik, dikdörtgenlik, rijitlik oranına göre değişimi	72
ŞEKİL 5.14	Maksimum sehim değerinin genişlik, dikdörtgenlik, rijitlik oranına göre değişimi	73
ŞEKİL 5.15	Maksimum sehim değerinin genişlik, dikdörtgenlik, rijitlik oranına göre değişimi	74
ŞEKİL 7.1	Teorik ve ölçülen sehim değerlerinin karşılaştırılması	89
ŞEKİL 7.2	Teorik ve ölçülen sehim değerlerinin karşılaştırılması	91
ŞEKİL EK 2	Kirişlerin 1, 2, 3, 4, 5, 6 ve 7 noktalarına ait çökmeleri	101

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 5.1 Mesnet tepkisi\ pres kuvveti oranının dikkötkenlik oranına göre değişimi.....	48
Çizelge 6.1 Pres gücü ve karşılık gelen rijitlik oranı.....	72
Çizelge 6.2 1. grup pres için α ve β katsayısı tabloları.....	74
Çizelge 6.3 2. grup pres için α ve β katsayısı tabloları.....	75
Çizelge 6.4 3. grup pres için α ve β katsayısı tabloları.....	76
Çizelge 6.5 4. grup pres için α ve β katsayısı tabloları.....	77
Çizelge 6.6 5. grup pres için α ve β katsayısı tabloları.....	78
Çizelge 6.7 6. grup pres için α ve β katsayısı tabloları.....	79
Çizelge 6.8 F_{Eb} ve F_{bE} büyüklüklerinin çeşitli pres güçleri için aldığı değerler.....	80
Çizelge 6.9 F_{Eb} ve F_{bE} büyüklüklerinin çeşitli pres güçleri için aldığı değerler.....	81

ÖNSÖZ

Ülkemizde makine imalatı, alışlagelmiş yöntem ve tekniklerle tecrübe ve bazı ampirik formüller kullanılarak yapılmaktadır. Bütün imalat aşamalarının mühendisler tarafından irdelenip bu işi yapanlara ne yaptıkları ve nasıl daha iyi yapabilecekleri konusunda bilimsel izahlar yapılmak zorundadır.

Bu çalışmada pres makineleri, özellikle de gövde ve tabla konstrüksiyonu temel mühendislik yaklaşımlarıyla irdelenmiş ve üreticilere ışık tutması amaçlanmıştır.

Çalışma boyunca sürekli destek ve yardımlarını gördüğüm, yukarıda anlattığım vizyonu bize kazandıran sayın hocam Prof. M. Emin YURCİ'ye, ilgi ve yardımlarını esirgemeyen Dirinler Makine AŞ.'ye teşekkürlerimi sunarım.

ÖZET

Talaşsız şekil veren takım tezgahları içinde en büyük grubu oluşturan preslerin endüstrideki kullanımı gittikçe yaygınlaşmaktadır. C formu ve kapalı form (O formu) olarak iki ana grupta toplanabilen preslerden kapalı form presler biçim üstünlüklerinin sağladığı yararlar nedeniyle daha büyük güçler için ve giderek yaygınlaşan bir biçimde kullanılmaktadır.

Kapalı form preslerden sac konstrüksiyon çerçeve tipi preslerin imalatı, yapım kolaylığı ve kaynak teknolojisinin gelişmesi nedeniyle hızla artmaktadır. Bu tür preslerin boyutlandırılması içinse günümüze kadar sistematik bir hesap yöntemi geliştirilmemiştir.

Bu çalışmada pres gövdeleri ele alınarak tablası gövdesine kaynaklı olmayan konstrüksiyonların bir değerlendirilmesi yapılmış ve boyutlandırma için formül ve tablolar geliştirilmiştir.

Yedi bölümden oluşan bu çalışmanın giriş bölümünde, geniş çaplı bir piyasa araştırmasının ışığında, pres imalat sanayinin durumunun bir değerlendirilmesi yapılmıştır.

İkinci bölümde işlem hassasiyetini etkileyen faktörler incelenmiştir.

Üçüncü bölümde sınıflaması verilen pres tipleriyle ilgili olarak günümüze kadar yapılmış çalışmalar tanıtılmış, hesap yöntemi eksik görülen ve ülkemizde yaygın olarak imal edilen çerçeve tipi sac konstrüksiyon preslerin gövde konstrüksiyonlarının özellikleri, bu tür konstrüksiyonlar için boyutlandırma kriterleri verilmiştir.

Dördüncü bölümde plak teorisinin ana bağlantıları verilmiştir.

Beşinci bölümde çerçeve tipi gövdenin çökmelerinin elemanter mukavemet hesaplarıyla elde edilebileceği ve çerçevenin, pres konstrüksiyonlarında kullanılan geometrik oranlar için, iki ucundan basit mesnetli bir kirişe indirgenebileceği gösterilmiştir. Aynı bölümde dört kenarından elastik mesnetli dikdörtgen plakaların pres yükleri altında çökmelerinin Sonlu Farklar Yöntemi ile hesaplanabilmesi için Sonlu Farklar ifadeleri çıkarılmış ve pres tablasının çökmeleri bu yöntem kullanılarak elde edilmiştir.

Altıncı bölümde boyutlandırma kriteriyle sınırlanan toplam sehim, hem gövdenin hem de tablanın boyutlandırılması için bu iki öge arasında paylaştırılmış ve dördüncü bölümde parametrik olarak elde edilen sehimlere eşitlenerek gövde ve tabla için boyutlandırma formülleri elde edilmiştir. Bu formüllerin elde edilme aşamasında gövde ve tabla kütlelerinin toplamını en aza indirecek boyutların elde edilebilmesi için rijitliğin seçimi gerçekleştirilebilir sınırlar arasında yapılmıştır. Sonra, imalatçılar için boyutlandırma işlemini kolaylaştırmak amacıyla, elde edilen formüller tablolaştırılmıştır.

Yedinci bölümde, çalışmada ele alınan konstrüksiyonlara örnek olabilecek iki çerçeve tipi sac konstrüksiyon presin tabla plakası üzerindeki çökmeleri (esnemeleri) ölçülmüş ve hesaplanan değerlerle karşılaştırılmıştır. Sonra, beşinci bölümde verilen formül ve tablolar yardımıyla, aynı anma büyüklüklerine sahip bir presin boyutlandırılması yapılmış, elde edilen boyutlarda sağlanan rijitlik ve malzeme tasarrufu gösterilmiştir.

EK 1' de pres tablasını taşıyan kirişlerin sehimlerinin çıkarılışı verilmiştir.

ABSTRACT

The use of presses which occupy special position in the sector chipless forming machine tool industry is ever increasing. Among the presses frames which can be classified in two main groups as open gap (C-shaped) frames and double-sided (O-shaped) frames, the double-sided ones, because of the form advantages, are attaining more importance in production engineering, especially for higher capacity.

Due to the ease in construction and continuously developing welding techniques, the production of double-sided, welded steel frames are widespread. However, no systematic calculation method has been developed up to date for the design of such types.

In this thesis, an investigation on double-sided press frames and an evaluation of the designs which have separate nonwelded beds are done, the necessary design formulae are established and practical design tables are prepared.

This thesis has seven sections. In the introduction section, an evaluation of the press sector of the machine tool industry is done.

In the third section, the theoretical and experimental studies on the classified press types done up to date are summarized. In the same section the characteristics of double-sided, welded steel hydraulic press frames which have no complete method of design calculations, but are widely manufactured in our country are given. Further in the section, the design criteria, the limitation of maximum deflection on the bed plate is determined as the suitable design criterion.

In the fourth section, the basic equations of the theory of plates are introduced and the reduction of the problem of bending of a plate to that of deflection of a membrane is shown.

In the fifth section, the method of obtaining the deflections of the double-sided frames by general methods of applied mechanics and the reduction of the frames to a simply supported deep beam for mostly used geometrical ratios, are given. In the same section, Finite Differences Equations are obtained to calculate deflections of a rectangular plate supported elastically along the edges by elastic supports of different rigidity, loaded by the press forces, and the approximate boundary values calculated before are used to determine deflections of press bed plate.

In the sixth section, the total permitted deflection limited by the design criterion is divided between the frame and the bed plate in order to be used in dimensioning them. In this way, by equation the divided value of criterion to the deflection of the members calculated in the previous section, design formulae are obtained.

In the seventh and the last section, the measured deflections and forces on two typical examples of 150 tonnes double-sided welded steel drawing presses are given and compared with the calculated values in the thesis.

Lastly, in the same section, the dimension of a press frame having the same nominal dimensions as the 150 tonnes example are calculated by the developed formulae and the tables given in the previous section. The rigidity and material saving obtained through the new formulation are shown.

In Appendix 1, the derivation of the deflections of the beams carrying the bed plate are given.

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Takım tezgahları genel olarak iki ana grupta ele alınabilir;

- a) Talaş kaldırarak şekil veren takım tezgahları,
- b) Talaşsız şekil veren takım tezgahları.

Halen talebin %70' inin dışarıyla karşılandığı takım tezgahları içinde talaşsız şekil veren takım tezgahlarının dışarıdaki payı %32 dolayındadır [1]. Bu payın da büyük bir bölümünü, yurt içinde üretimi yapılmayan hassas ve özel büyük güçlü tezgahlarla yeterli miktarda üretilmeyen türler oluşturmaktadır.

Talaşsız şekil veren takım tezgahları gurubu içinde ele alınabilecek tezgahların başlıcaları pres, çaka makinesi, şahmerdan, enjeksiyon makinesi gibi işlevini kalıpla gören tezgahlardır. Bu grup içinde en büyük payı tutan presler çalışma ilkesine göre üçe ayrılır;

- 1) Mekanik Presler
- 2) Hidrolik Presler
- 3) Pnömatik Presler

Çalışma ilkeleri farklı olmakla birlikte bu preslerin hepsinde gövde konstrüksiyonları benzerlik gösterir.

Yapılan piyasa araştırması, pres imalatçılarının İstanbul, İzmir, Bursa, Adana ve Gaziantep bölgelerinde bulunduğu, ancak bunların büyük bir bölümünün İstanbul ve yöresinde toplandığını göstermektedir. İstanbul ve yöresindeki imalatçılarla yapılan anket çalışmalarıyla şu sonuçlar elde edilmiştir:

- a) İmalatçıların hemen hemen tümü atölye tipi çalışma sürdürmektedir.
- b) Sistematik bir imalat tekniğinden yoksun atölyeler ilkel ve bilinçsiz alt ve üst yapıya sahiptir.
- c) İmalathanelerdeki tezgahların hassaslıkları ve kapasiteleri sınırlıdır. Dolayısıyla imal edilen preslerin toleranslarıyla güçleri istenen değerlere erişememektedir.
- d) Üretilen pres sayısı gelişen piyasayı doyuramadığından, alıcıya ne sunulursa sunulsun, alıcı presin kalitesi hakkında bir bilgiye sahip olmadan kabul etmektedir.

- e) Pres projelerinin genellikle tasarımı yapılmamakta, presler daha önce yapılmış bazı modellerle benzetilerek imal edilmektedir. Maliyetinin %70' ini malzemenin oluşturduğu bu mamullerde aşırı ve gereksiz malzeme kullanımına gidilmektedir.
- f) Herhangi bir işletme sorununun çıkmadığı savunulan yerlerde ise çok küçük güç ve kapasite ile çalışmakta, dolayısıyla gereksiz bir ölü yatırım ve enerji savurganlığı söz konusu olmaktadır. İmalatçı bu alanda gerekli mühendislik hizmetini ve yatırımını genellikle lüks ve gereksiz görmektedir.
- g) Konu ile ilgili yerli yayın çok azdır, yabancı yayın ise sınırlıdır. Konu ile ilgili bilimsel çalışma, araştırma yapılmamıştır. Yabancı kaynakların sunduğu bilgi de sınırlıdır. Gerçek gerekli bilgiler ise sanayileşmiş ülke firmalarının sır olarak tuttukları çalışmalar ve bunların sonucu olan bilgi birikimleridir.

Bu ana eksikliklerin doğurduğu problemler ülke genelinde önem kazanmaktadır. Bu problemlerin başlıcaları şunlardır:

- 1) Pres gövdelerinde veya elemanlarında zaman zaman çatlama, kırılma ve plastik şekil değiştirme görülmektedir. Bu da preslerin iş yapmasını engellemekte, kalıpların bozulmasına ya da kırılmasına yol açmakta veya verimini ve kapasitesini düşürmektedir.
- 2) Preslerin güçleri, kapasiteleri ve ömürleri konusunda deneyime dayandığı savunulan birtakım değerler verilmekte, fakat bu değerler gerçekleşmemektedir.
- 3) Her imalatçı farklı pres imalatı yaptığı için piyasadaki pres türlerinin sayısı çoğalmakta; bunlarla çalışan takım, tertibat ve öteki elemanların yalnız bir tip pres için imal edilmesi zorunluluğu doğmaktadır. Standartlaştırma bir yana pres imalatçıları özgün pres imalatı çabası içinde olduklarından benzerliklerden daha da uzaklaştırmaktadır. Bu da takım ve tertibat imalatında sorunlar ortaya çıkarmakta, söz konusu elemanların verimini düşürmekte ve bu sanayi dalında maddi kayıplara yol açmaktadır.

Bütün bunların ışığında bu eksiklikler göz önüne alınarak preslerle ilgili sorunların çözümüne yardımcı olmak amacıyla geniş bir piyasa ve literatür araştırması yapılmış, teknik bilgi yardımı yapılabilmesi için imalatçılarla ilişki kurulmuştur. Bu ilişki sonucunda mühendislik hizmetinin henüz bu sanayi dalına girmediği ve hesap yapmak için hiçbir gerçekçi yöntem veya formül kullanılmadığı görülmüştür.

Bu çalışmanın amacı, imalatçılara yararlı olabilir umuduyla, pres gövde konstrüksiyonlarının gerilme ve şekil değiştirme problemlerinin çözülmesi; bu sanayi dalında eksikliği duyulan boyutlandırma kriter ve formüllerinin elde edilmesi ve bunlar yardımıyla boyutlandırma tablolarının geliştirilmesidir.

BÖLÜM 2

MEKANİK PRESLERDE İŞLEM HASSASİYETİNİ ETKİLEYEN FAKTÖRLERİN İNCELENMESİ

Mekanik preslerde işlem hassasiyetini etkileyen faktörlerin iki temel başlık altında incelenmesi gerekmektedir. Bunlar :

- a) Presin yapısal özelliklerinden kaynaklanan faktörler,
- b) İşlemin kendi spesifik özelliklerinden kaynaklanan faktörlerdir.

Bu yaklaşımla hassasiyeti etkileyen faktörler incelenmeden önce preslerde yapılan işlerin de hatırlatılmasında fayda görülmektedir. Daha sonra mekanik preslerin çalışma prensiplerinin açıklanması ile de konu daha anlaşılabilir hale getirilmiş olacaktır.

2.1 Preslerde Yapılan İşler

Preslerde çok çeşitli işler yapılmakta olup sanayide en çok karşımıza çıkan işlemler aşağıda verilmiştir. Bu işlerin her biri kendine has özellikte kalıplara sahiptir, aynı zamanda bu operasyonlar için farklı özellikte makinelere ihtiyaç duyulmaktadır. Kalıp ve makine özellikleri ileriki bölümlerde ele alınacaktır.

Preslerde yapılan işleri en genel olarak şu şekilde sıralayabiliriz:

1. Kesme: Açık kesme, parsiyel kesme, pul veya şekil kesme ve dilimleme işlemleri
2. Delme: Hassas delme, sıkıştırarak delme, delik açma vs
3. Zımbalama
4. Tıraşlama, kalibre etme
5. Yüzey düzleştirme, ütüleme
6. Bükme, profil bükme
7. Kenar kıvrırma
8. Delerek sıvama, sığ sıvama, derin sıvama
9. Şekil verme

10. Perçinle birleştirme

11. Sarma vs.

Bunlar en yaygın ve endüstride yer bulmuş işlerdir. Fakat bunların yanında bir çok farklı işlemler presler kullanılarak yapılmaktadır. Yukarıda özetle sıralanan işler sürücü doğrultucu gibi yardımcı elemanlar kullanılarak preslerle kombine edilmiş halde kullanılabilir.

2.2 Presin Yapısal Özelliklerinden Kaynaklanan Faktörlerin İncelenmesi

Mekanik preslerde yapılan işlerin tam olarak hassas bir şekilde yapılması için presin belli yapısal özelliklere sahip olması gerekir. Bu özellikler mevcutsa ve eğer işlemin de kendine has spesifik ön şartları da sağlanmışsa, hedeflenen operasyonlar hassas bir şekilde istenilen kalite ve toleranslarda yapılabilecektir.

Burada en hassas noktalardan bir tanesi yapılmak istenen işlemin çok iyi bir şekilde analiz edilmesi ve bu işlem için gerekli teknolojik şartlara sahip makinenin temin edilmesidir.

Bir pres alınırken izlenmesi gereken yolu şöyle özetleyebiliriz.

Pres seçimindeki ilk adım, imalatçının- kalıp üreticisinin ve pres üreticisinin ortak noktada buluşmasını sağlamaktır. Bunu sağlamak için takip edilmesi gereken sıra şöyle olmalıdır:

A- Planlanan parça seçiminde sıra:

1. İmalatçı üretmeyi planladığı parçanın bütün özelliklerini noksansız bilmeli ve bu bilgileri kalıp üreticisine eksiksiz aktarmalıdır. Söz konusu özellikleri aşağıdaki gibi sıralayabiliriz.

- a. Boyutsal özellikleri
- b. Biçimsel özellikleri
- c. Metalürjik özellikleri
- d. Kalite seviyesi
- e. Hedeflenen üretim miktarı

2. Kalıpçı yukarıda sayılmış olan özelliklere uygun olarak parçayı hangi kalıp tekniğiyle üreteceğini kararlaştırmalıdır. Bunu tespit ederken;

- a. Kalıp maliyetinin düşük tutulması,

- b. Kalıp ömrünün hedeflenen üretim miktarını sağlayacak seviyede olması,
- c. Üretim için en az güce ihtiyaç duyulan kalıbın tasarlanması,
- d. Hangi tip presle işin yapılması gerektiğinin tespiti,
- e. Kalıbın en az bakımla maksimum üretimi sağlaması

3. Pres imalatçısı üretilmesi hedeflenen parçayı ve kalıbını inceledikten sonra bu işe uygun pres tipi, tonajı ve kendine has özellikleri konusunda parça üreticisine rehber olmalı ve bunu yaparken de verimliliği gözeterek en ekonomik pres tipi seçilmelidir.

Özellikle pres tonajı seçiminde bütün olumsuzluklar gözden geçirilmeli ve pres tonajı emniyetli bir rakama bağlanmalıdır.

Pres tonajı emniyetli değerlere getirilmelidir; çünkü limit değerlerde seçilen preste malzeme kalınlığının kontrol dışı artması, malzemenin sertliğinin değişmesi ve benzeri durumlarda üretime devam etmek mümkün olmayabilir. Sistemin sigortası aşırı derecede yüklendiğinde patlayacak ve üretimi durduracaktır. Bu yüzden % 15-20 oranında büyük tonajda seçilen bir pres olumsuzluklar yaşanmayacak veya asgari düzeye düşürülebilecektir.

B – Planlanamayan yani çok çeşitli parça üretiminde pres seçimi sırası şöyle olmalıdır.

1. En fazla güce ihtiyaç duyulan parçaya göre tonaj tespit edilmelidir.
2. Operasyon çeşidine göre tespit edilmelidir. Örneğin kesme, bükme, dövme v.b
3. Üretim hızına göre tespit edilebilir; Bu seçimde en düşük hızdaki üretim ile maksimum hız arasındaki fark az ise sabit hızlı presler, eğer fark çok ise, değişken hızlı presler seçilmelidir.
4. Operasyon analizindeki ihtiyaca göre tespit edilir. Örneğin; üst çıkarıcı, alt çıkarıcı, artık kesme makası, artık transfer için bant ve benzeri özellikler sayılabilir.
5. Kalıp teknolojisinin farklarına göre tespit edilir. Örneğin; iki kızaklı veya dört kızaklı presler, mekanik veya pnömatik kavramalı presler gibi.

Bütün bu araştırmaların ve analizlerin doğrultusunda pres seçilmelidir.

Üreticinin yukarıda belirtilen kurallara göre operasyona en uygun presi seçebilmesi için ne tür işlemlerde hangi özellikteki presleri seçmesi gerektiğini ve aynı zamanda presin sahip olduğu yapısal özelliklerin operasyonel anlamda ne ifade ettiğini de iyi bilmesi gerekir.

Bazı operasyonlar bazı tip preslerde yapılabilmeyle birlikte bazıları herhangi bir presle yapılabilir. Bu nedenle yapacağımız işleme en uygun makinenin seçilmesi işlem hassasiyeti açısından son derece önemlidir.

Hareketin mekanik aksam ile sağlandığı presler olarak tanımlayabileceğimiz mekanik ya da eksantrik presler daha çok kesme, delme, bükme, ütüleme gibi operasyonlarda kullanılırken; hareketin basınçlı yağ kullanılarak iletildiği hidrolik presler daha çok derin çekme, derin ütüleme, sıvama gibi operasyonlarda kullanılır.



a)200 Ton Mekanik Pres



b)80 Ton Hidrolik Pres

Şekil 2.1 Mekanik ve hidrolik presler

Burada bahsedilen mekanik preslerden, endüstrinin ihtiyaçlarındaki farklılıklara cevap verebilmek için çok çeşitli sistem ve mekanizmalar kullanılarak yapılmış, farklı özelliklere sahip presler anlaşılmalıdır. Her bir tip pres işlem hassasiyeti açısından önemli çıktılara sahiptir. Burada asıl önemli nokta, pres özelliklerinin işlem özelliğine ve genel makine gereklerine uygun olmasıdır.

2.2.1 Mekanik Preslerin Özelliklerinin İşlem Hassasiyeti Üzerindeki Etkileri

Mekanik preslerin çalışma prensipleri, ürettikleri güç ve hız değerleri, vuruş sayısı, şekilsel özellikleri, malzeme özellikleri, kavrama tipi, yağlama durumu gibi birçok bileşenleri farklılık gösterir. Bu özelliklerin ne anlama geldiğinin yorumlanması çok önemlidir.

Mekanik presleri birbirinden ayıran ve onlara farklı kabiliyetler kazandıran bu özellikleri incelenecektir.

A. Volanın Bulunduğu Yere Göre Mekanik Presler

Mekanik preslerde volan, enerjisini motordan alan ve depolamak suretiyle sistemin enerjisini sağlayan hareket halindeki elemandır.

Volan preslerde, yanda ya da arkada bulunmaktadı. Eğer volan yanda ise yandan volanlı pres, eğer arkada bulunuyorsa arkadan volanlı pres ismini alır.



a) Arkadan Volanlı Pres



b) Yandan Volanlı Pres

Şekil 2.2 Volanın bulunduğu yere göre presler

Yandan volanlı preslerde volan çalışanın sağ veya soluna düşer. Krank mili çalışana paralel olarak yerleştirilmiştir. Bu yerleşim presin ebatlarına göre farklı tasarlanır.

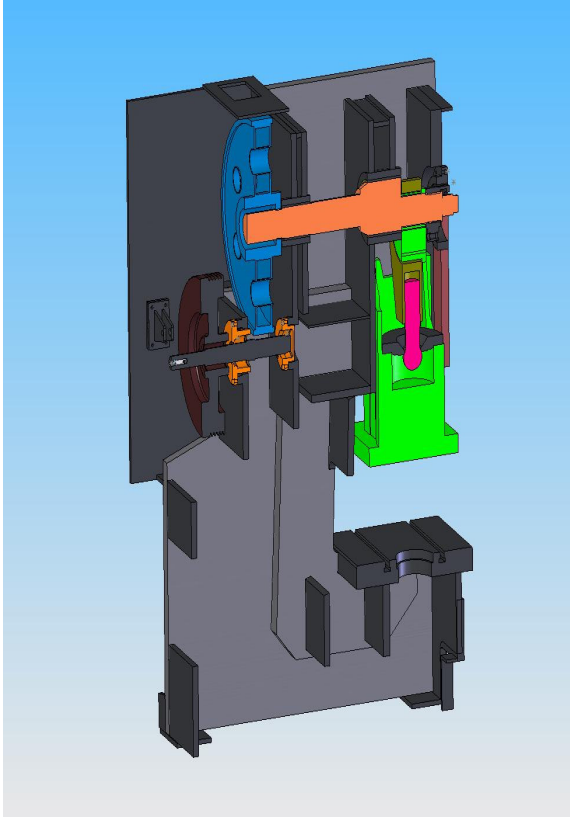
Bu tip preslerin dezavantajları:

- 1) Volanın presin tek tarafında bulunması statik dengenin bir miktar bozulmasına neden olması,

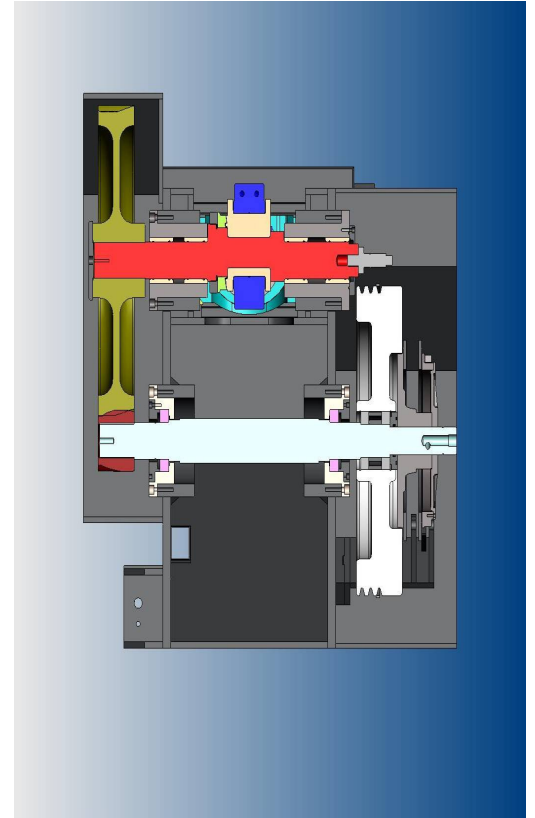
- 2) Strok ayarı yapmakta uzun zaman alması,
- 3) Eksantrik mili uzun, ayrıca yataklama iki noktadan yapılmakta ve milin uçlarının boşta olmasından dolayı gelen kuvvet mili hem eğmeye hem de burmaya çalışması sayılabilir.

Bu sayılan dezavantajlar presin rijitliği üzerinde doğrudan etkilidir.

Arkadan volanlı preslerde krank mili çalışana dik yerleştirilmiş ve volan makinenin tam arkasında bulunur. Statik ve dinamik dengenin en uygun olduğu yerleşim şekli olup kalıp ve strok ayarı en kısa sürede yapılabilir. Bu tip preslerde eksantrik milin yataklaması 3 noktadan olduğu için gelen kuvvet mili eğmeye çalışmayacaktır.



a) Arkadan Volanlı Pres



b) Yandan Volanlı Pres

Şekil 2.3 Volan yerine göre değişen pres konstrüksiyonları

B- Gövde Tipine Göre Eksantrik Presler

Gövdenin şekline göre presler C ve H (O tipi) tipi eksantrik presler olarak iki ana gruba ayrılabilir. Burada her bir tipin yaptığı işin hassas olabilmesi için taşıması gereken özellikler mevcuttur. Bu özellikler preslerin avantaj ve dezavantajlarını belirlerler.

a) C Tipi Presler

Gövdelere yandan bakıldığında “C” harfini andıran bir yapıya sahiptirler. 3 taraftan kesintisiz açık olması nedeniyle geniş bir çalışma alanı sağlar. Daha çok küçük tonajlı preslerde kullanılır.



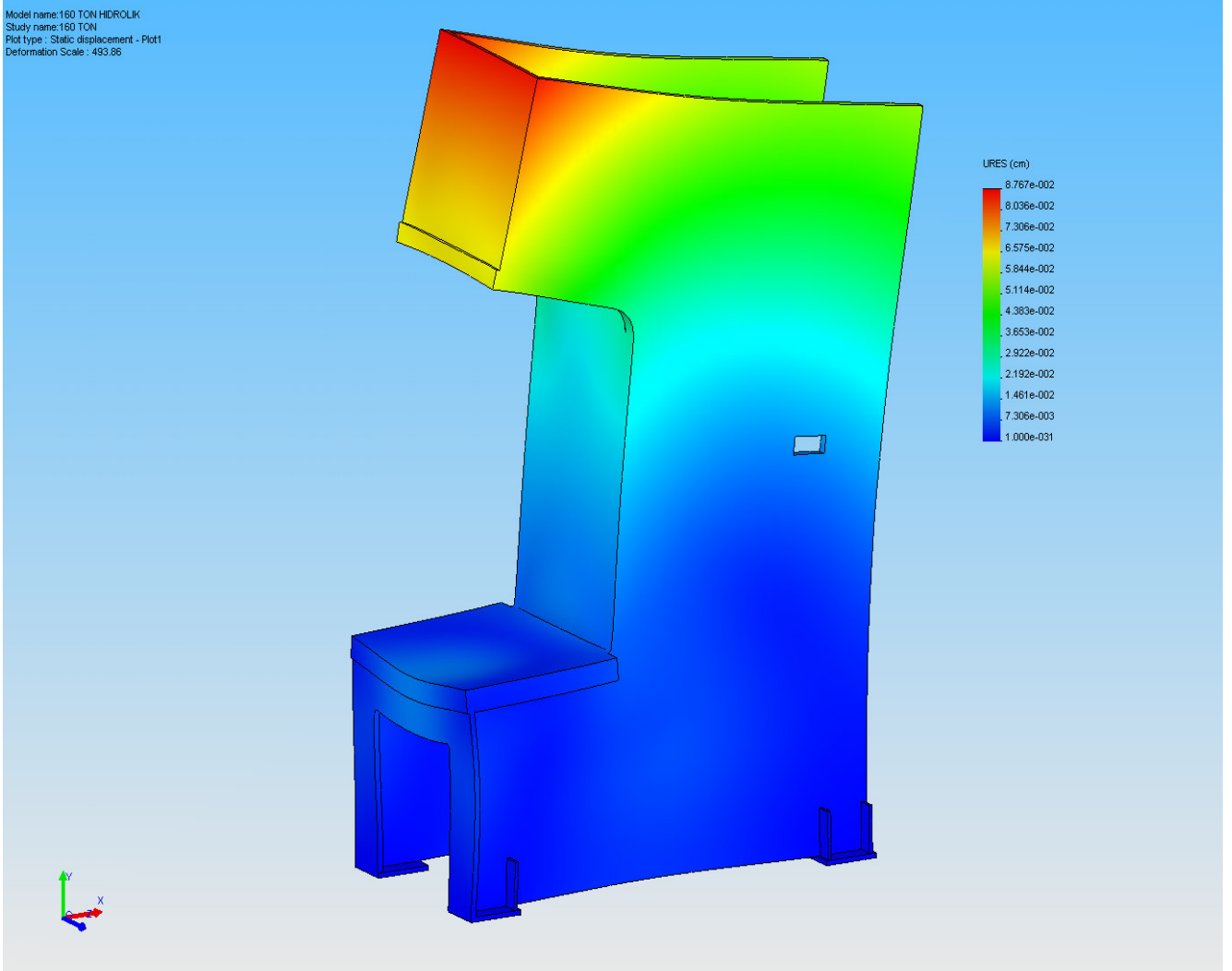
Şekil 2.4 C tipi mekanik presler

C tipi presler düşük tonajlarda tercih edilme nedeni büyük tonajlardaki gövde esneme değerlerinin bu şekildeki yapıya uygun olmamasıdır. Bu da makine rijitliğinin olumsuz değerlerde olmasını ve dolayısıyla işlemlerin hassas bir şekilde gerçekleşmesini önlemiş olmaktadır.

Gövde esnemelerinin belli sınırlarda kalması işlem hassasiyeti için hayati öneme sahiptir. Bu nedenle preslerdeki esnemeler birçok üretici firma tarafından henüz tasarım aşamasında belli

sınırlar içinde tutulmaya çalışılmaktadır. Üretici firmalar sonlu eleman metodunu kullanarak esneme ve gerilme analizlerini yapmaktadır.

Yük altında C tipi preslerde açısall bir deformasyon oluştuğu için alt ve üst tabla arasındaki paralellik bozulur ve bunun neticesinde zımba ve kalıplarda aşınmalar meydana gelir ve işlemin hassas olarak yapılması zorlaşır.



Şekil 2.5 Pres gövdesinin sonlu eleman metodu ile analizi

b) H Tipi Presler

Gövdelerine dört yönden bakıldığında “H” harfini andıran yapıya sahiptir. Daha çok büyük tonajlı preslerde tercih edilen bir tiptir. H tipi presler C tipi preslerde olduğu gibi hem hidrolik hem de mekanik olarak ve mekanik olanlar tek biyel kollu çift biyel kollu olarak imal edilebilmektedir.

Montaj esnasında birkaç parçadan oluşan gövdenin rijit şekilde birleştirilmesi son derece önemlidir. Şu unutulmamalıdır ki pres ne kadar rijit olursa işlem o oranda hassas olacaktır.

Gövde birleştirmelerinde iki ya da üç parçayı bağlamakta kullanılan mil bir resistans kullanılarak ısıtılır. Mile uygulanan ısı milin boyunun uzamasını sağlar ve mil boyu uzadıkça somun sıkılmak suretiyle gövde montaj edilir. Montaj gerçekleştikten sonra mil soğumaya bırakılır. Mil soğudukça boyu kısalmağa ister ve presi oluşturan gövde parçalarını bir arada tutmaya çalışır. Pres yükte çalıştıkça gövde esnemesini minimize eden bir ön gerilme kuvveti mil yardımıyla sisteme verilmiş olur.

H tipi pres gövdelerinin işlem hassasiyeti üzerindeki en büyük etkisi pres esnemelerinin koç ve tabla yüzeyine dik ve hareket yönüne paralel olmasıdır. Bu da esnemelerin kalıba zarar vermesini önler ve işlem kayıplarını azaltır.



Şekil 2.6 H Tipi Presler

Krank-biyel mekanizmasına enerji iki şekilde iletilir :

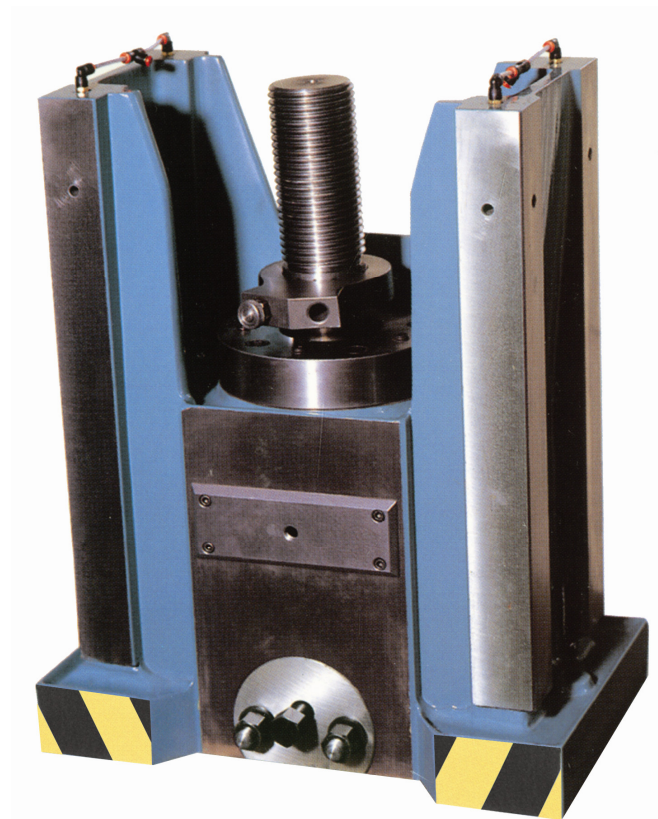
- Angranajlı (Dişli İletim Sistemli) Presler:

Bu tip preslerde motordan elde edilen düzgün dairesel hareket volan ve bir küçük dişli aracılığıyla büyük dişliye oradan da krank miline iletilir. Böylece sistemde alternatif doğrusal harekete dönüşür. Yoldan kaybedilmiş güçten kazanılmış olur.

- Direk Tahrikli (Darbeli) Presler :

Motordan elde edilen düzgün dairesel hareket volan ve kavrama aracılığıyla direk olarak krank miline iletilir ve alternatif doğrusal harekete dönüştürülür. Bu tip preslerin vuruş adetleri yüksektir. Örneğin. 300-400 vuruş /dakika gibi. Yüksek hızlarda nispeten daha düşük güçlerde çalışılır.

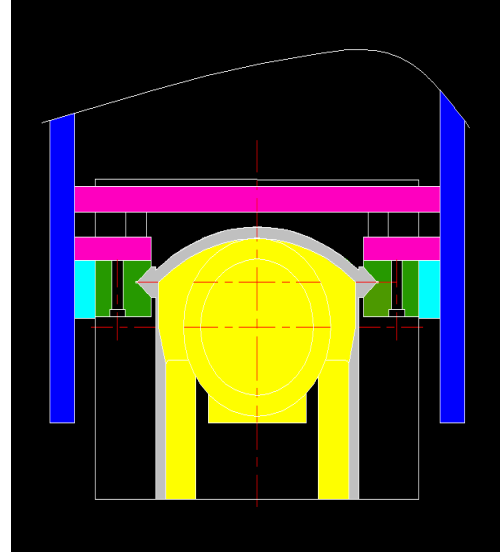
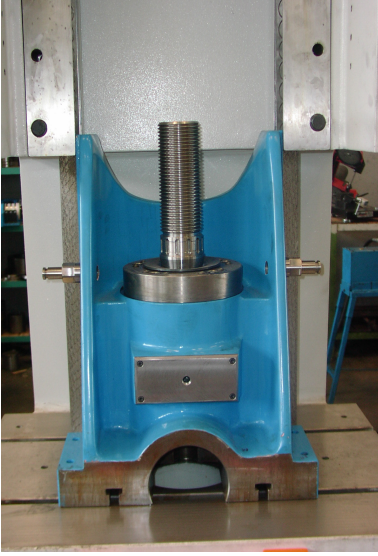
Bu mekanik sistemlerin kalibre edilmesi ve belli hassasiyette çalışması son derece önemlidir. Mesela koç grubunun yataklama sistemleri, kızak sayısı gibi yapısal etkenleri rijit bir sistem için son derece önemlidir. C tipi mekanik preslerin koç kızak sistemleri şekilde görülmektedir.



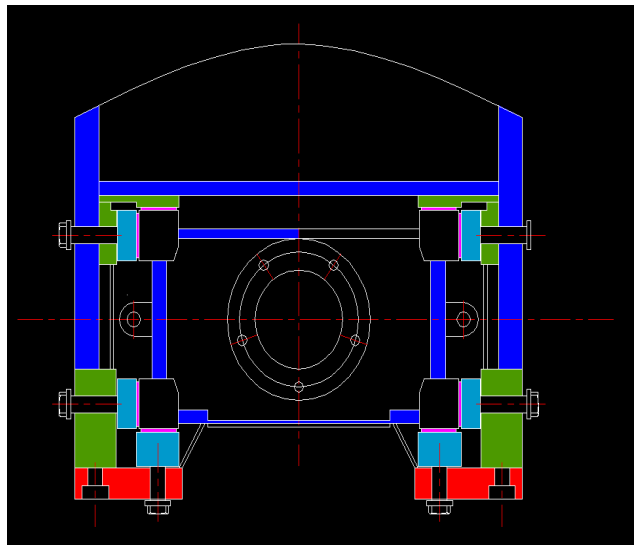
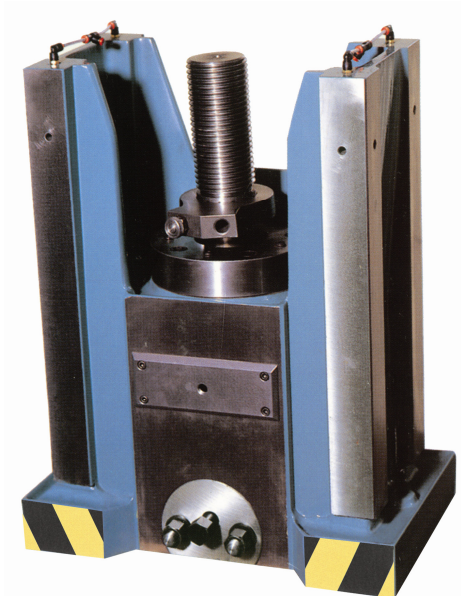
Şekil 2.8 Sekiz kızaklı koç

Koç gövde üzerindeki kızaklar üzerinde doğrusal hareket yapar. Bu hareketin kalıba dik meydana gelmesi kalıp ömrü ve işlem parametreleri üzerinde çok büyük bir etkiye sahiptir. 4, 8 ya da daha farklı sayıda kızak üzerinde çalışan koça sahip presler üretilmektedir.

8 kızaklı koçlara sahip presler kalıp ömrünü uzatıp, kalıbın bakım maliyetini ve süresini kısaltır, progresiv kalıplara uygundur ve daha hassas işlem yapabilirler.



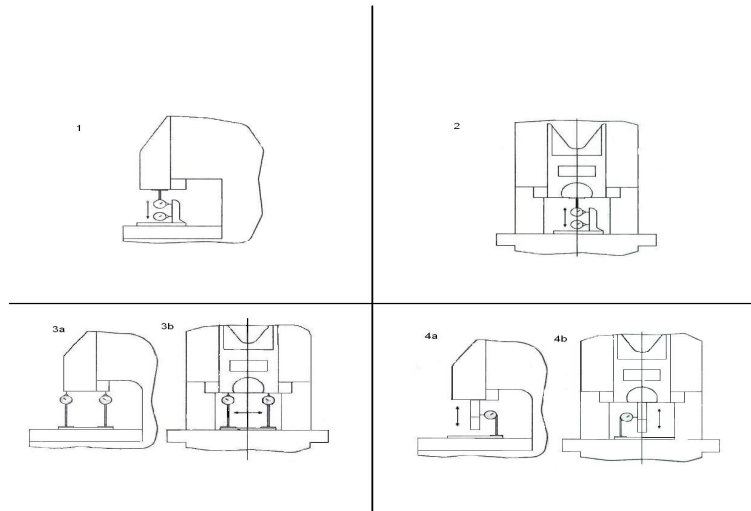
a) Dört kızaklı sistem



b) Sekiz kızaklı sistem

Şekil 2.9 Dört ve sekiz kızaklı koç sistemi

Pres tablasının yere olan paralelliğinin çok önemli olduğu ve işlem hassasiyeti ve gövde konstrüksiyonu açısından da belli sınırlar içinde olması gerektiği aşıkardır. Paralellik çok hassas değerlerde olmalı ve su terazisi ile doğruluğu kontrol edilmelidir. Bu paralellik değeri kontrol altına alınmaz ise presin zeminde gezmesine ve gövdede hesaplanmayan ekstra gerilmeler meydana gelmesine sebep olur.



Şekil 2.10 Terazi ile paralellik ölçümü

Preslerin koç kızak ayarı ve paralellik kontrolleri DIN 17226 normuna göre şu şekilde yapılmalıdır:

- Koç kızak arası boşluk ayarları 0,05 mm olacak şekilde yapılmalıdır. Ayarın bozulması durumunda kontrol için kalıp bağlama yuva deliğine sokulacak yuvarlak bir mil ile koç bir tarafa/yana doğru çektilir ve koç- kızak arasına sadece tek taraftan 0,05 mm sentil sokularak kontrol edilir.
- Masa-Koç yüzeyi arası gönyesinde kontrolü toleransı 100 mm boyda maksimum 0,02 milimetredir. Ölçüm şekli yukarıda gösterildiği gibi yapılır.(Şekil 2.10). 100 mm boyda maksimum 0,015 milimetredir.
- Kalıp bağlama yuvası - Masa yüzeyine gönyesinde ölçüm kontrolü şekil 2.10'da gösterildiği gibidir.
- 100 mm boyda maksimum 0,05 milimetredir.
- Yukarıda tarif edildiği gibi, presin imalat aşamasında yapılan bu ayarların servis elemanları tarafından kurulum aşamasında da yapılması zorunludur. Zira yanlış yapılacak bir ayarlama kalıp ve preste beklenmeyen zararlara neden olabilir.

Öncelikle yeni pres alımında bu paralellik kontrolünün yapılmış olmasını ve üreticinin bunu teyit etmesini istemek yatırımcının yapması gereken ön şarttır. Paralellikte sağdan sola doğru tespit edilen hatalarda C tipi H tipi preslerde kızak ayar mekanizması ile sistem ayarlanarak düzeltilebilir; oysa önden arkaya doğru olan hatalar bu şekilde ayar ile düzeltilemeyecek türden hatalar olup, makinenin de-monte edilip, talaşlı imalatta standart değerlerine işlenmesi gerekecektir. Yukarıdaki şekilde görüleceği gibi diklik ve paralellikler de kontrol edilmelidir.

Koç kızak sistemini kalibre etmek için bir diğer önemli faktör topuzlumil ve topuzlumil altlığındaki boşluktur.

Konu olan boşluk presin vuruş anında oluşan bütün olumsuzlukları sönümleyen bölümdür. Boşluğun az olması; yağ filminin yırtılmasına ve bunun akabinde sürtünmenin artması ve istenmeyen yüzeylerde sarma olayının meydana gelmesine neden olacaktır. Biyel kolu, topuzlu mil, topuzlu mil altlığı, topuzlu mil kapağı düzgün dairesel hareketin alternatif doğrusal harekete dönüştürüldüğü bir platformdur. Burada dairesel, açısız ve doğrusal hareketler bir arada bulunur. Meydana gelebilecek sarma olayı eğilme, flambaj ve kalibrasyonların bozulmasına direk etki edecektir. Bu da yapılan işlemin bozulmasına, kalıbın zarar görmesine, makinenin uzun süre durmasına sebep olacaktır.

Topuzlu mil yağ filminin yırtılması, kızakların yağ durumu ve makinede krank yatağı gibi yatakların yağlanma durumu da makinenin vibrasyonsuz çalışması ve hassas iş yapması için önemli faktörlerdir. Presler sürekli vibrasyon ve darbe ile çalışan makinelerdir. Özellikle alternatif doğrusal hareket yapan parçalar bir anda maksimum basınca ve hemen peşinden minimum basınca maruz kalırlar. Bu gibi durumlarda yağ filminin dayanımı (yırtılması) büyük önem kazanır. Bunu sağlamak için düşük hızlı presler 0 (sıfır) nolu gres yağı, yüksek hızlı presler de kızak tipi sıvı yağlar kullanılır. Ayrıca yağın sevk edildiği her bölümün farklı yağlama ihtiyaçları göz önüne alınarak ayarlanabilir dağıtıcılar kullanılır.

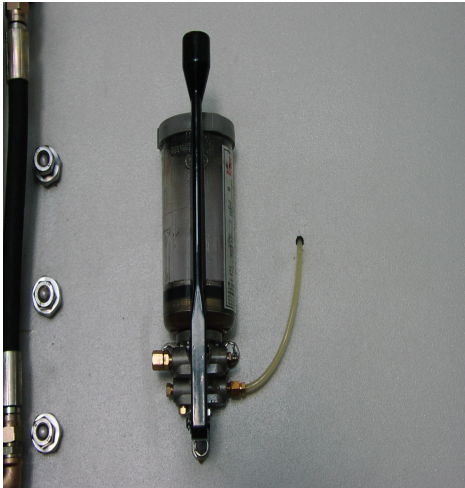
Boşluğun çok olması, alternatif doğrusal hareket yapan topuzlu mil grubundaki boşluk nedeni ile vuruş mesafelerinin artmasına, dolayısıyla kuvvetin vektörel olarak büyümesine neden olacaktır. Buda hem yağ filminin yırtılmasına, hem de gereğinden çok vibrasyon üretimine neden olacaktır. Vibrasyonun hesaplananın dışında olması, bütün gövdede ve her parçada yorulmaya, gevşemeye neden olacaktır.

Preslerde yağlama sistemleri:

- Manüel gresli yağlama sistemi
- Otomatik gresli yağlama sistemi
- Geri dönüşümlü sıvı yağlama sistemi

olmak üzere çeşitli şekillerde yağlama yapılmaktadır.

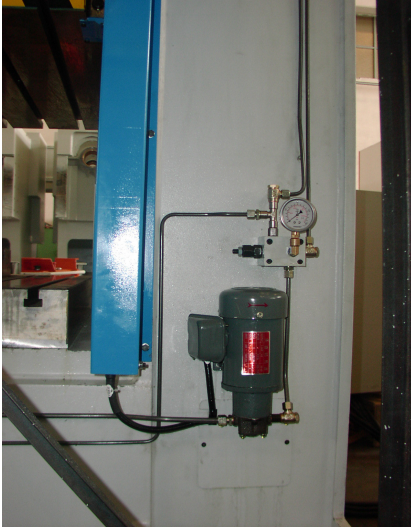
Preslerin sürtünme ile çalışan yüzeylerinin sürekli yağ filmi altında çalışması için otomatik yağlama sistemli olanları tercih edilmelidir. Daha rijit hassas bir yapı için çok önemli olan yağlama operatör inisiyatifinden çıkartılıp otomatize edilmelidir. Aksi halde istenmeyen arıza ve makine duruşları olacaktır.



a) Manüel gresli yağlama sistemi



b) Otomatik gresli yağlama sistemi



c) Geri dönüşümlü sıvı yağlama sistemi

Şekil 2.11 Preslerde yağlama sistemleri

Preslerde düzgün dairesel hareket yapan krank mili kol yatağı aracılığıyla bu hareketi açısal dairesel harekete döndürmekte ve alternatif doğrusal hareketin ilk başlangıcını oluşturmaktadır. Bundan dolayı yataklardaki boşluk değerleri minimum ve maksimum arasında değişerek çalışmaktadır. Bu tolerans büyüdükçe makinenin üreteceği vibrasyon doğru orantılı olarak artmaktadır. Bu nedenden yatak boşlukları makinenin ömrü açısından çok önemlidir.

Ancak doğru yağ seçilerek yapılacak sistemli yağlama yatak ömrünü uzatacaktır. Yatakların boşluk değerleri sınır değerlerinden farklı ise derhal değiştirilmelidir.

Koç ve kızaklar arasında boşluğun çok olması koçun istenmeyen yönlerde hareketini sağlar. Buna mani olmak için koç ile kızak arasındaki boşluğun pres aralıklarına bağlı olarak minimum tutulması gerekmektedir. Bunu ayarlarken de koçun tablaya olan paralelliği bozulmamalıdır. Kızaklarda bulunan koç ayar vidaları ile kızaklar dolayısıyla da koç paralelliği ayarlanır.

Pres ayarında dikkat edilmezse yaşanacak problemler:

1. Kalıp ömrünün kısalması
2. Kalıbın tahrip olması
3. Pres hasarlarının ve yıpranmaların artması

4. Problemlı parça retımı
5. Planlanmayan duruşların artması
6. Düşük kaliteli ve hassas olmayan mamul retımı

Bu maddelerin her biri maliyet olarak karşıımıza çıkacaktır.

2.3 İşlem Özelliklerinin Hassasiyet Üzerindeki Etkisi

Bir önceki bölümde mekanik preslerin yapısal özelliklerinin işlem hassasiyeti üzerindeki etkisi açıklandı. Bu bölümde preslerde yapılan işlerin en önemlileri için işlem hassasiyetini etkileyen faktörler kısaca anlatılacaktır. Çalışmanın içeriğinin büyük bir bölümünü oluşturan mekanik preslerin yapısal özelliklerinin ve pres tasarımı için gerekli mühendislik yaklaşımının daha net bir biçimde vurgulanması için işlem spesifikasyonları üzerinde kısaca durulacaktır.

Talaşsız şekil verme tekniğiyle yapılan işlerin önemli bir kısmı presler kullanılarak yapılmaktadır. Proseslerin gerçekleştirilmesi aşamasında makine kalıp zımba ve malzeme özelliklerinin birbirlerine ve proses gereklerine uygun yapısal, mekanik ve kinematik değerler taşınması gerekmektedir. Eğer bu ön şartlar sağlanamaz ise işlem hassasiyeti, kalite ve kısa sürede minimum duruş ile kaliteli üretimden söz edilemez. Şimdi en genel anlamda bu bileşenlerin taşınması gereken özellikler anlatılacaktır.

Pres makinelerinin yapısal özelliklerinin işlem hassasiyeti üzerindeki etkileri önceki bölümde anlatıldığı gibi bunların hangi mühendislik yaklaşımlarıyla nasıl sağlanabileceği ileriki bölümlerde detaylı şekilde açıklanacaktır. Kalıp ve zımbanın, yapılacak işlem türüne göre tasarımı bu bölümde asıl dikkat çekilecek husus olacaktır.

Talaşsız şekil verme ile ürün gerçekleştirmede gerekli gücün istenilen şekilde sağlandığı makinenin doğru seçilmesinden sonra, bu makine kullanılarak hedeflenen işlemin yapılması için gerekli olan kalıbın doğru şekilde tasarlanması gerekmektedir. Kalıp yapılması istenilen işlemin gereklerine uygun özellikler taşınmalı ve birlikte çalışacağı tezgah özellikleri ile uyum sağlamalıdır. Eğer kalıp doğru tasarlanmamışsa üretimde bir çok problemle karşılaşılacaktır.

Kalıp tasarımı üzerinde yapılmış çok kapsamlı çalışmalar vardır. Burada ana hatlarıyla kısaca bahsetmek durumundayız. Mesela derin çekme için tasarlanacak kalıplar plaka kalınlığı prosesin cinsi (kademeli, derinliği fazla veya az,yarım küre parçalar,konik parçalar,çeşitli tür malzemelerin çekilmesi, baskı plakalı ve baskı plakasız çekme v.b) gibi çok detaylı analizler

neticesinde tasarlanacaktır. Her bir farklı işlem için benzeri parametreler dikkate alınarak elde edilecek kriterlere göre kalıp tasarımı yapılmalıdır.

Kalıp boşlukları doğru tespit edilmelidir. Kalıp boşluklarının fazla olması ve az olması durumunda çapak oluşumu ve kalıp aşınması gibi istenmeyen hadiselerle sebep olmaktadır. Örneğin kesme operasyonunda kesme boşluğunun değeri zımbanın malzemeye kesilme olmaksızın dalma derinliği ile yırtılma açıları biliniirse matematiksel olarak bulunabilir.

Göhre' nin araştırma ve işletme deneyimlerine dayanarak önerdiği ampirik denklemler şu şekildedir:

3mm den ince saclar için:

$$x = c * s (\tau_B)^{-1/2}$$

Burada :

x: Kesme boşluğu

c: 0.005 ile 0.035 arasında bir katsayı

s: Kesilecek plaka kalınlığı

τ_B : Malzemenin kesme mukavemeti

3mm den kalın saclar için :

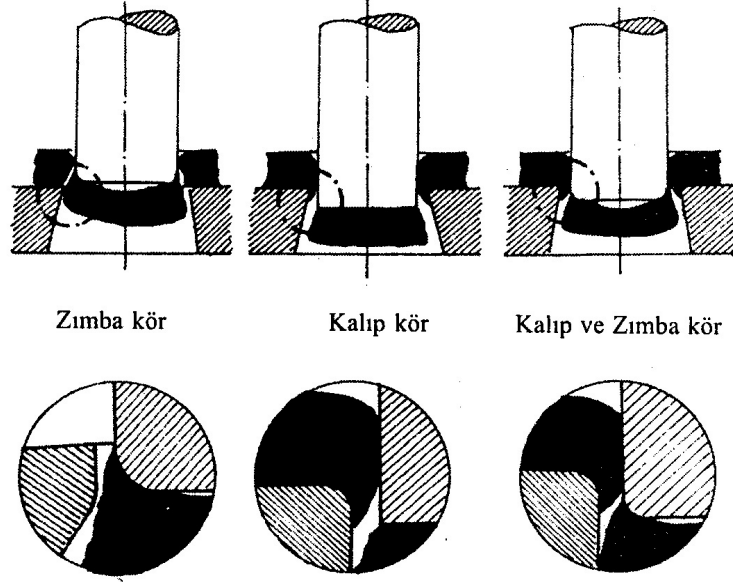
$$x = (1.5 c * s - 0.015) (\tau_B)^{-1/2}$$

şeklindedir.

C katsayısının 0.005 ila 0.035 arasında hangi değeri alması gerektiği kesme yüzeyinin temiz olması ve düşük kesme kuvveti ve gücü gibi parametreler belirler. Kesme yüzeyi temizse 0.005 değeri alınır. Daha büyük değerler düşük kesme kuvveti ve güç gereksinimi halinde geçerlidir. Zımba ve kalıbın kör olmaması kesme işleminin hassas yapılması için son derece önemlidir.

Kalıp malzemesi işlem görecektir malzeme cinsini ve işlem şartlarını (harcanan güç, uygulanacak ısı işlem) da dikkate almak suretiyle seçilmelidir. Uygun olmayan bir malzeme kullanılarak yapılan kalıp çok hassas ve uzun ömürlü olmayacaktır. Kalıp aşınması, körelme, esneme gibi işlem hassasiyetini etkileyen faktörler kalıp malzemesi seçiminin doğru olmadığında istenilen değerlerde olmayacaktır.

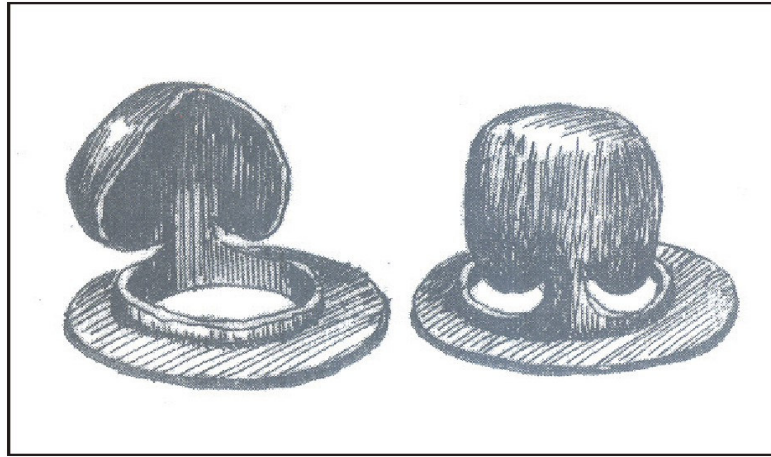
Kesme işleminin bir benzeri de delme operasyonudur. Delme işleminde zımbanın rijit şekilde bağlanması ve flambaja uğramaması için gerekli kritik boyun aşılması işlem hassasiyeti açısından zaruret arz eder.



Şekil 2.12 Delme işleminde oluşan hatalar

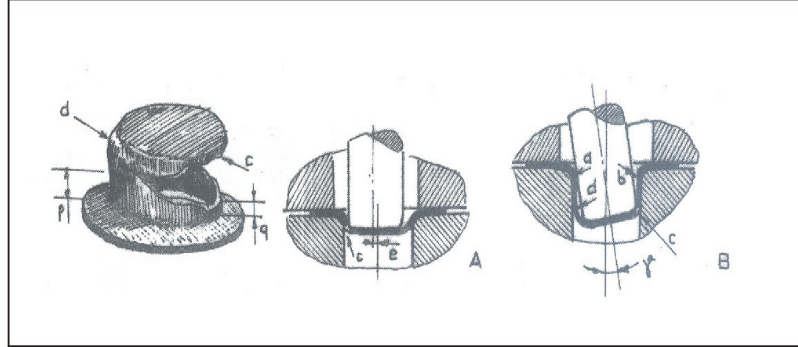
Derin çekme operasyonunda işlemin hassas gerçekleşmesi için dikkat edilmesi gereken hususları şu şekilde sıralayabiliriz:

a) Çekme oranının gereğinden küçük tutulması parçada yırtılmalara yol açacaktır (Şekil 2.13).



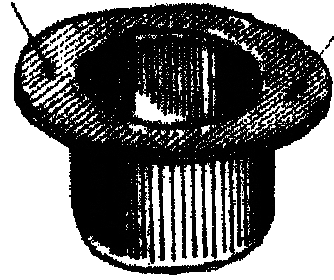
Şekil 2.13 Çekme oranı gereğinden düşük olması hali

b) Zimba çekme ringine kaçık olması durumunda kesme boşluğu eşit olmayacak ve dolayısıyla boşluğun az olduğu taraftan yırtılma meydana gelecektir (Şekil 2.14).



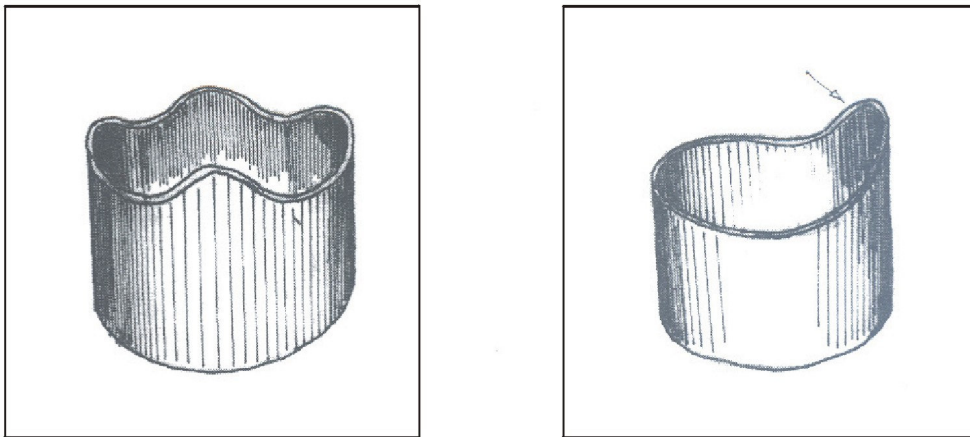
Şekil 2.14 Zimba çekme ringine kaçık olması durumu

c) Sac kalınlığının düzgün olmamasından kaynaklanan hatalar oluşabilir (Şekil 2.15).



Şekil 2.15 Sac kalınlığı düzgün olmaması hali

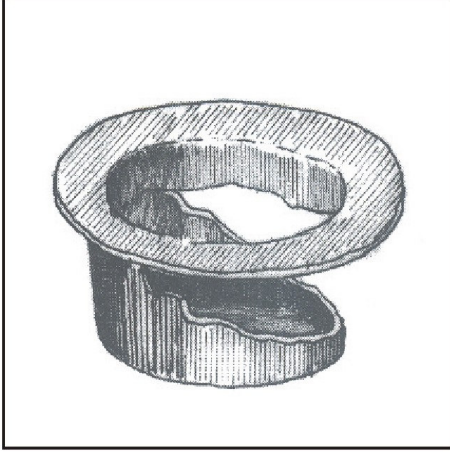
d) Malzeme yapısının homojen olmaması durumunda yine istenmeyen düzensizlikler oluşur (Şekil 2.16).



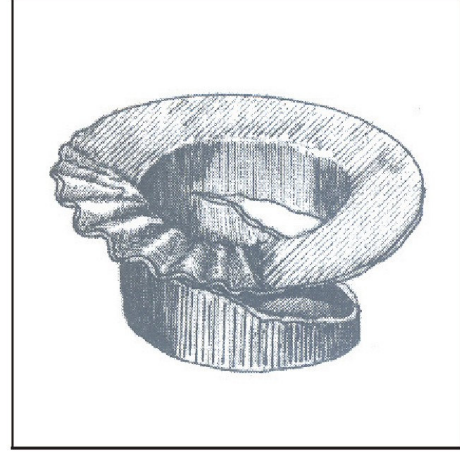
Şekil 2.16 Malzeme yapısının homojen olmama hali

e) İlkel pulun kalıba merkezciil yerleştirilmemesi kesmeye karşı gösterilen direncin farklılaşması anlamına gelir ve yırtılmalar oluşur (şekil 2.17a).

f) Dengesiz baskı sonucu yine hatalar oluşmaktadır (şekil 2.17b).



a) Dengesiz baskı hali



b) İlkel pulun merkezciil olmama hali

şekil 2.17 Dengesiz baskı ve merkezciil olmayan operasyon hali

g) Kıvrılmış malzemenin belirli kalıp aralığından çekmeye zorlanması iş parçasının bozulmasına sebep olur (şekil 2.18a).

h) Yetersiz baskı kuvvetinden ve büyük çekme boşluklu ve büyük kavisli ring kullanılan kalıplarla yapılan operasyonlarda yırtılmalar oluşabilir (şekil 2.18b).



a) Malzemenin kıvrılması hali

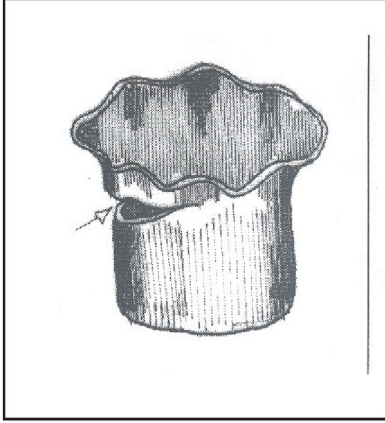


b) Yetersiz baskı kuvveti hali

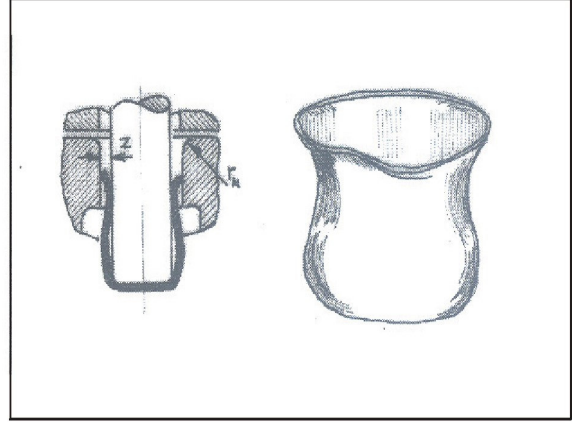
şekil 2.18 Malzemenin kıvrılması ve yetersiz baskı kuvveti oluşması hali

1) Yetersiz baskı basıncı dar boşluklu ve büyük kavisli çekme ringi kullanılırsa üst yüzeyde yırtılma oluşur (Şekil 2.19a).

i) Çekme boşluğu gereğinden çok ise bu durumda ve geniş kavisli kesme ringinde çekilen malzemelerde dudak teşekkülü görülür (Şekil 2.19b).



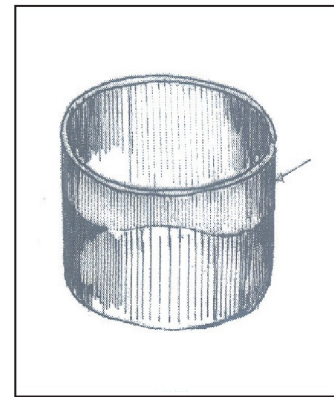
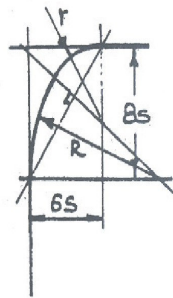
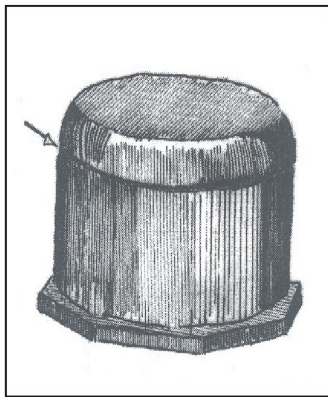
a) Dar boşluklu



b) Fazla boşluk hali

Şekil 2.19 Gereğinden az ve çok verilen kesme boşluğu hali

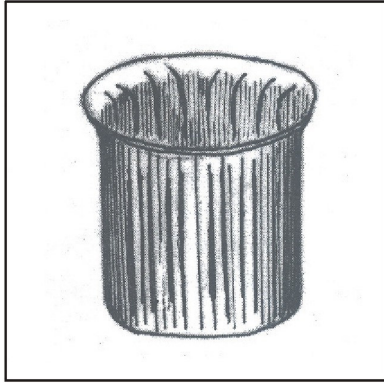
j) Kalın malzemelerin küçük kavisli zımbalarla çekilmesinde kavis bitiminde çevresel bir çukurlaşma görülür (Şekil 2.20).



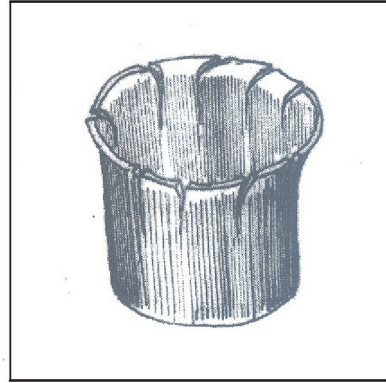
Şekil 2.20 Kalın malzemelerin küçük kavisli zımbalarla çekilmesi hali

k) Çekme ringinin yüzeyi bozüksa parça üzerinde dikine çizgiler görülür (Şekil 2.21a).

1)Uygulanması gereken ısı işlemin uygulanmaması sonucu yırtılmalar oluşur (Şekil 2.21b).



a) Çekme ringinin yüzeyi bozuk



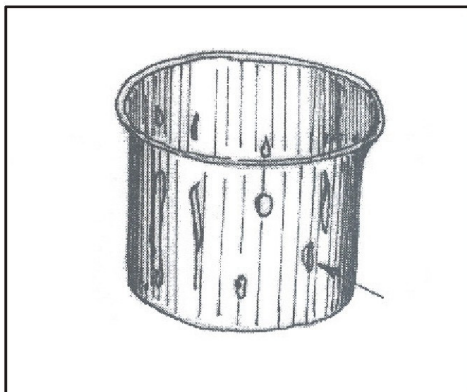
b) Isıl işlemin uygulanmaması

Şekil 2.21 Isıl işlemin uygulanmaması ve kalıp yüzeyinin bozulması hali

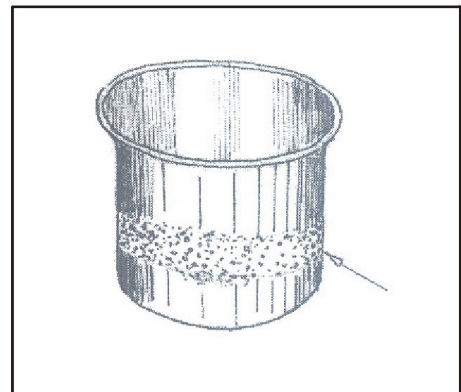
m) Çekme parçası üzerinde meydana gelen çukur, çıkıntı ve yaralanmalar çekme esnasında kalıp içerisinde yabancı maddeler girmiş olduğu ve yağlama maddesinin kirlenmesi anlamına gelir (Şekil 2.22a).

n) Parça yüzeyindeki karıncalanmalar ise ilk çekmenin yüksek deformasyonlu yapıldığı anlamına gelir (Şekil 2.22b)

o) Çekilen malzeme yüzeyindeki portakal kabuğu şeklindeki görünüm malzeme tane yapısının aşırı büyümesindedir.



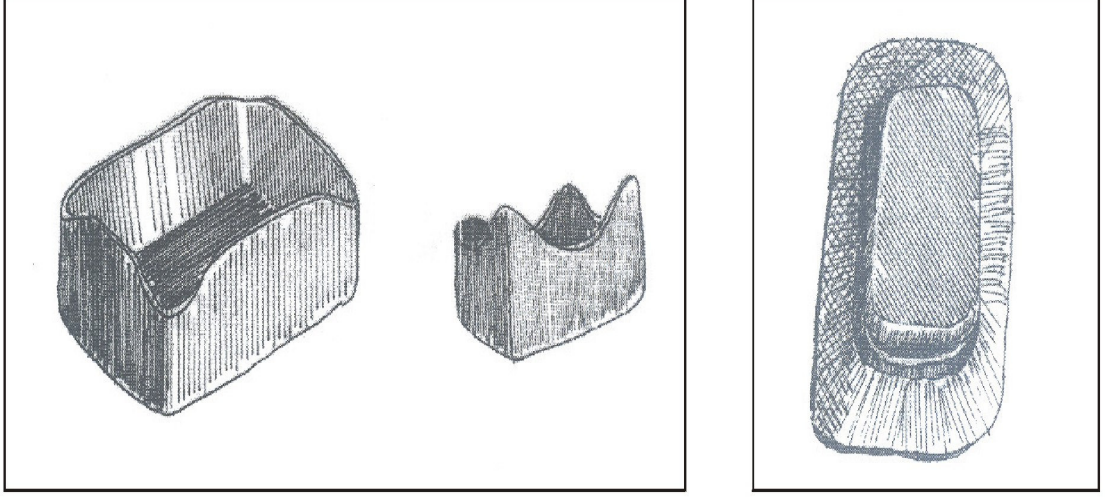
a) Yüksek deformasyonlu ilk çekme



b) Tane yapısının büyümesi

Şekil 2.22 Yüksek deformasyonlu ilk çekme ve tane yapısının büyümesi hali

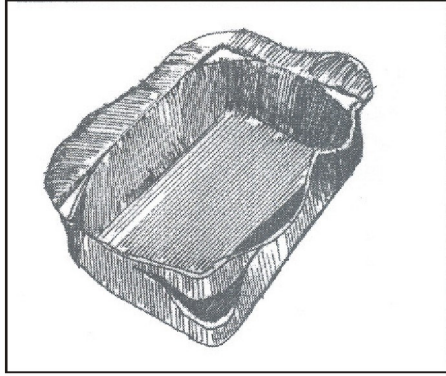
ö) Prizmatik veya karesel parçalar ilkel ölçüleri doğru belirlenmezse hatalı parçalar oluşur (Şekil 2.23).



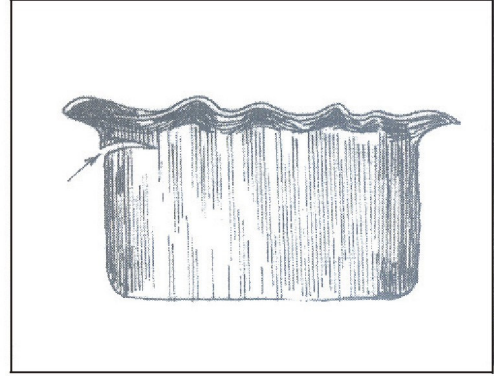
Şekil 2.23 İşlem öncesi ölçülerin doğru belirlenmemesi hali

p) Kesme boşluğu gereğinden az ise yine hatalı parça oluşur (Şekil 2.24a).

r) Kesme boşluğu gereğinden fazla ise yine hatalı parçalar oluşur (Şekil 2.24b).



a) Kesme boşluğu az

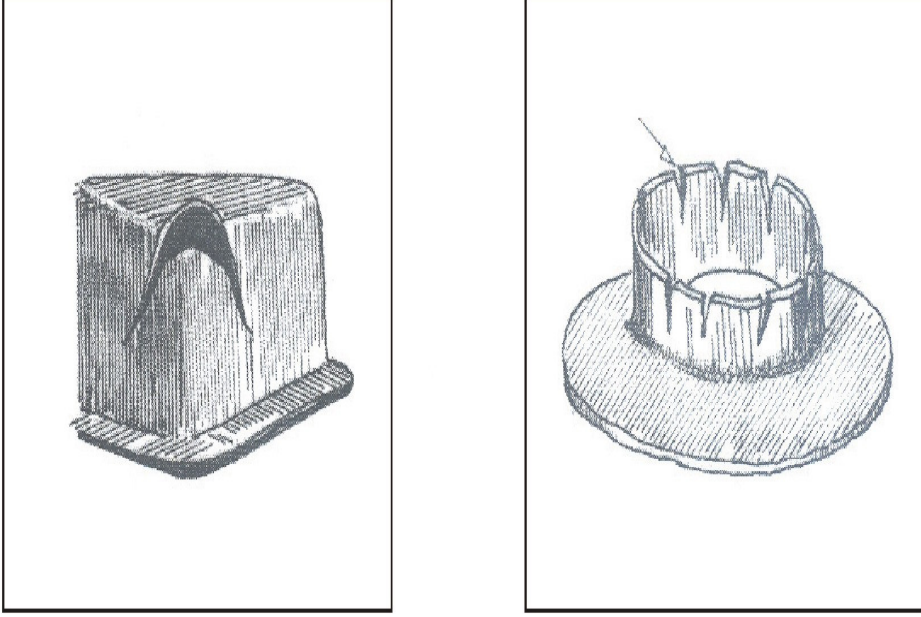


b) Kesme boşluğu fazla

Şekil 2.24 Kesme boşluğunun doğru olmaması hali

s) Malzeme aşırı şekil değiştirmeye zorlanırsa yırtılmalar oluşur (Şekil 2.25 a).

ş) Delik çekme operasyonu olarak tanımlanan işlemde delik çapı gereğinden büyük tutulursa malzeme yırtılacaktır (Şekil 2.25 b).



a) Malzemenin aşırı zorlanması hali

b) Delik çapı gereğinden büyük

Şekil 2.25 Delik çapı gereğinden büyük ve malzemenin aşırı zorlanması durumu

t) Delik yüzeyi kalitesi düşükse ve yüzey çanağı kalitesi de düşükse uzamaya zorlanan çanak kolayca yırtılacaktır.

Derin çekme üzerinde vurgulanan birçok noktadan anlaşılacağı gibi talaşsız şekil vermede preslerle yapılan işlemler arasında hassasiyetin yakalanmasının zor olduğu bir operasyondur. Bu nedenle derin çekme özellikle açıklandı. Bükme, kesme, delme gibi nispeten daha kolay operasyonlar daha az parametre ve tecrübeyle kontrol edilebilirken profil şekillendirme, derin çekme daha kompleks bir operasyondur ve kinematik, mekanik analizleri içeren mühendislik yaklaşımları ışığında yapılmalıdır.

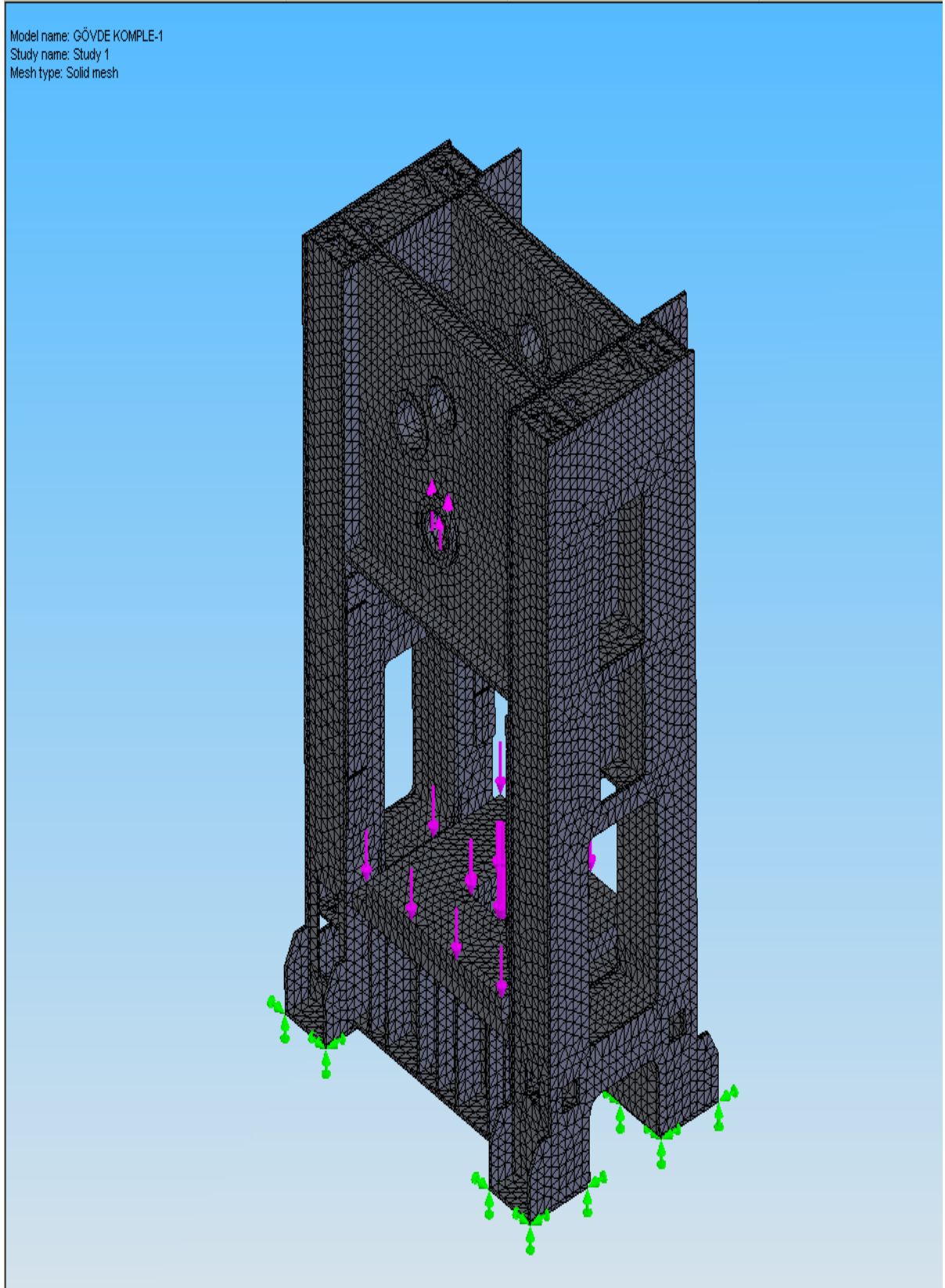
Bütün bu işlem hassasiyeti üzerinde etkiye sahip detayların yanı sıra, kullanıcının da dikkat etmesi gereken noktalar bulunmaktadır. Eğer operatör kalıbı eksenden kaçık bağlar ise makine ve işlem bundan nasıl etkilenir? Bunu bir sonraki bölümde inceleyeceğiz.

Makine rijitliğine etki eden bir diğer faktörde makinenin yere ankastre bir şekilde normlara uygun olarak bağlanmasıdır. Zemin etütleri yapılarak uygun sistem seçilmeli ve vibrasyona yol açacak durumlar önlenmelidir.

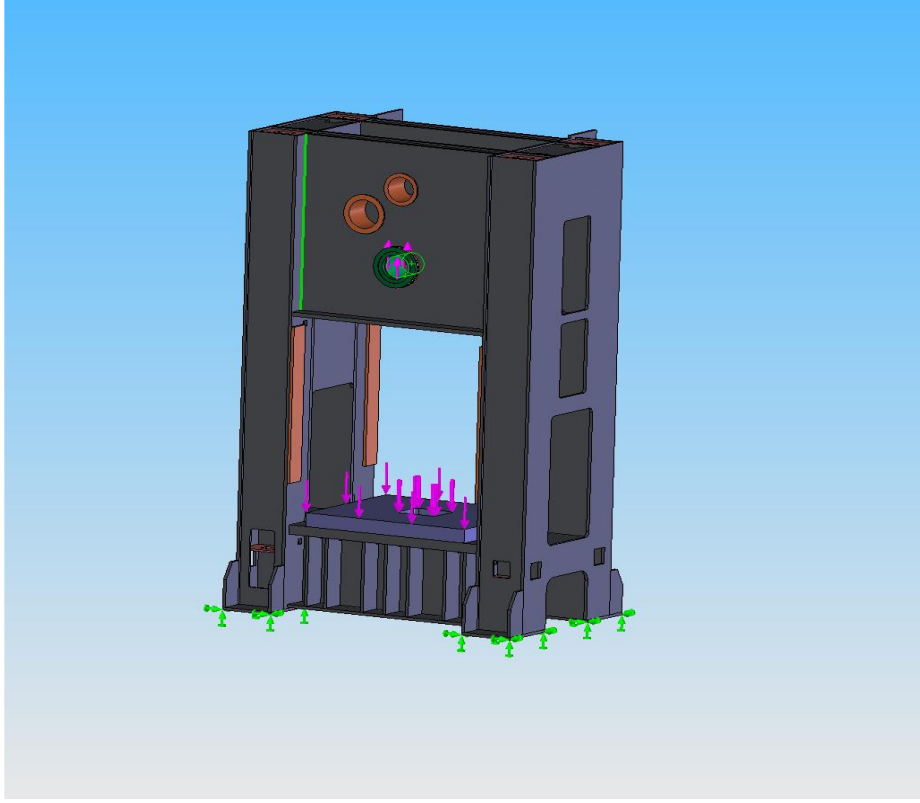
2.4 Kalıbın Eksenden Kaçık Bağlaması Halinin İncelenmesi

Mekanik preslerde kalıbın presin tabla merkezine bağlanması son derece önemlidir. Kalıp tabla merkezine bağlanmış olsa bile zımba vuruş noktası yani işin görüldüğü yer eksenden kaçıkça yine istenmeyen durumlar ortaya çıkar. Eksenden kaçık işlem halinde, pres kuvvetine ek olarak bir moment tesiri de meydana gelecektir. Normal olarak oluşan kuvvet presin tabla koç arası mesafesini açmaya çalışırken oluşan ek moment koçu, kendisini yataklayan kızaklar arasında burmaya zorlayacaktır. Bu, karşılıklı kızaklar üzerinde birbirine eşit ve zıt yönde kuvvetler oluşması demektir. Bu kuvvetlere arasında koç kızıağı boyu kadar mesafe vardır. Bu kuvvetlerin koç kızıağının orta noktasına göre momenti, kalıbın eksenden kaçıklık mesafesi ile presin basma kuvvetinin çarpımından elde edilen momente eşittir.

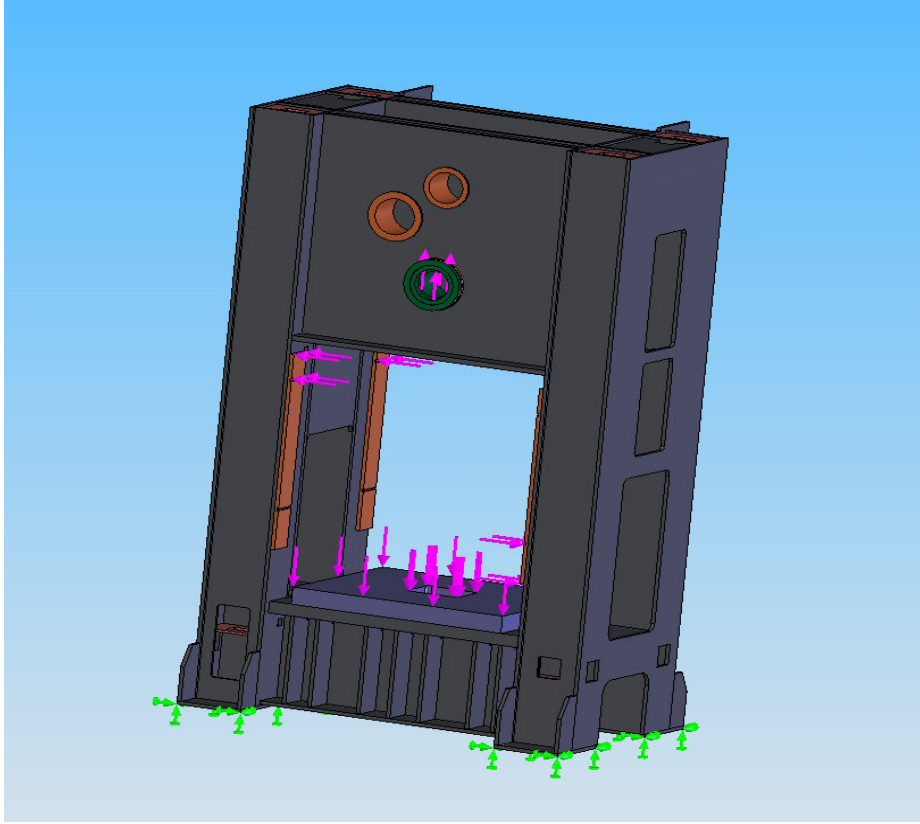
Şimdi bir H tipi eksantrik presin, kalıbın eksende olması durumuna ve eksenden kaçık bağlanması durumuna göre modellenip sonlu elemanlar metodu ile analiz edilmesi ile elde ettiğimiz veriler incelenecektir.



Şekil 2.26 300 tonluk mekanik presin sonlu eleman analizi öncesi türevlerine ayrılması

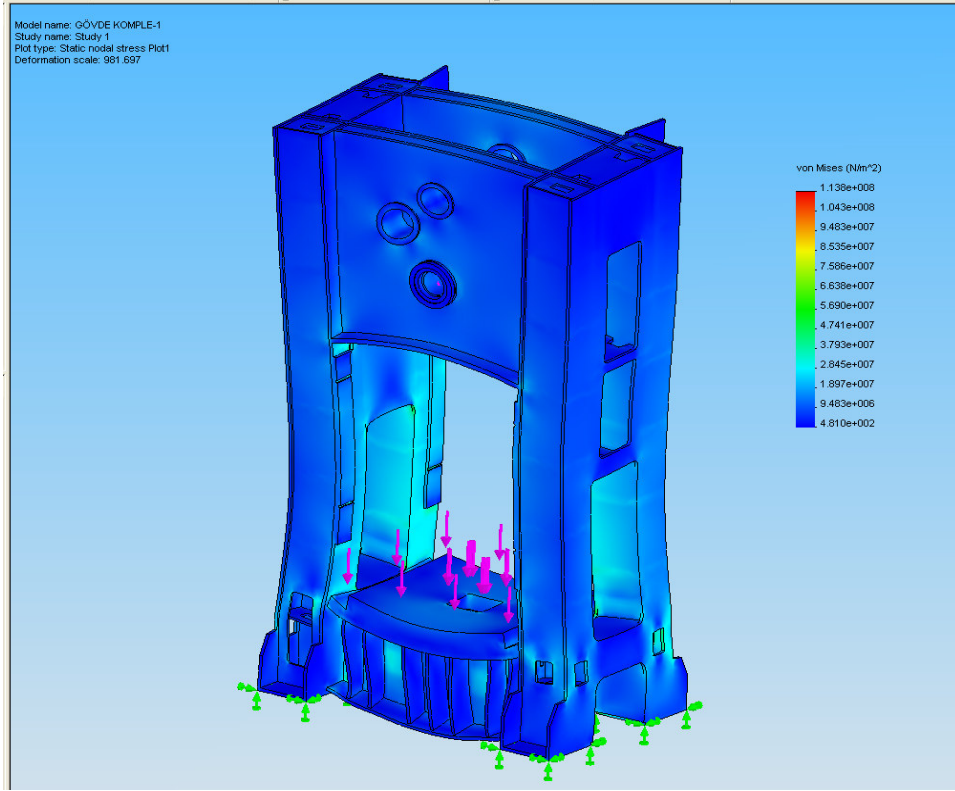


a) Konsantrik yükleme hali

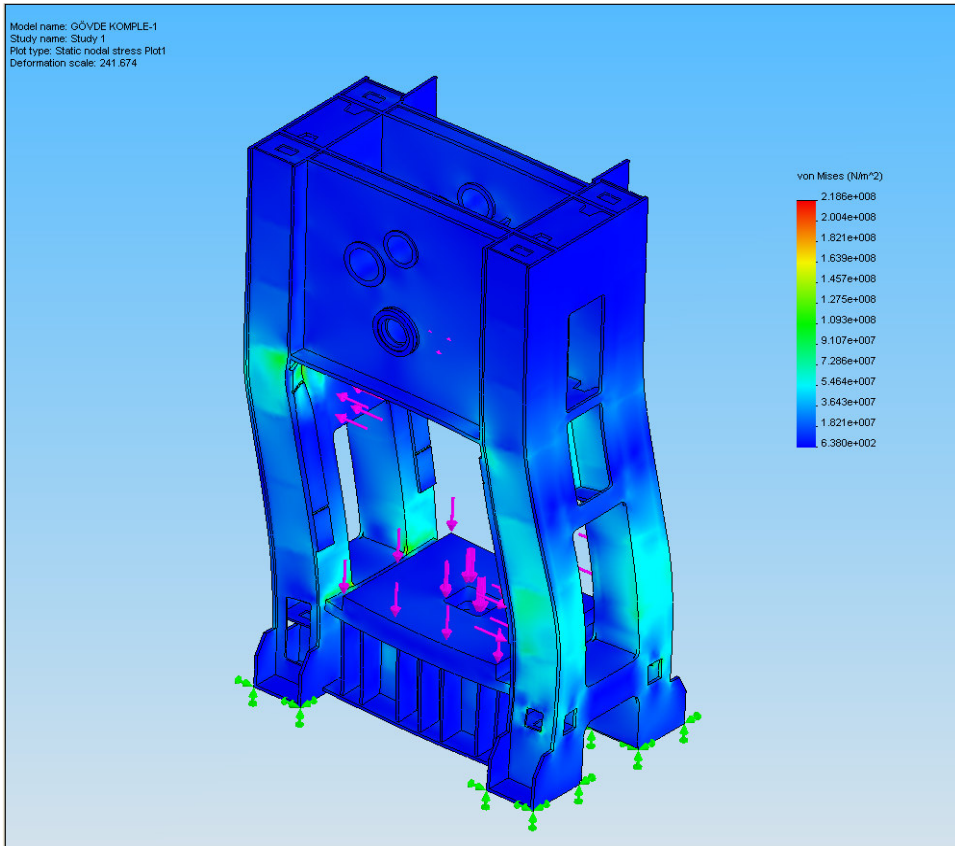


b) Eksantrik yükleme hali

Şekil 2.27 Konsantrik ve eksantrik yüklemede pres gövdesine etkiyen kuvvetler

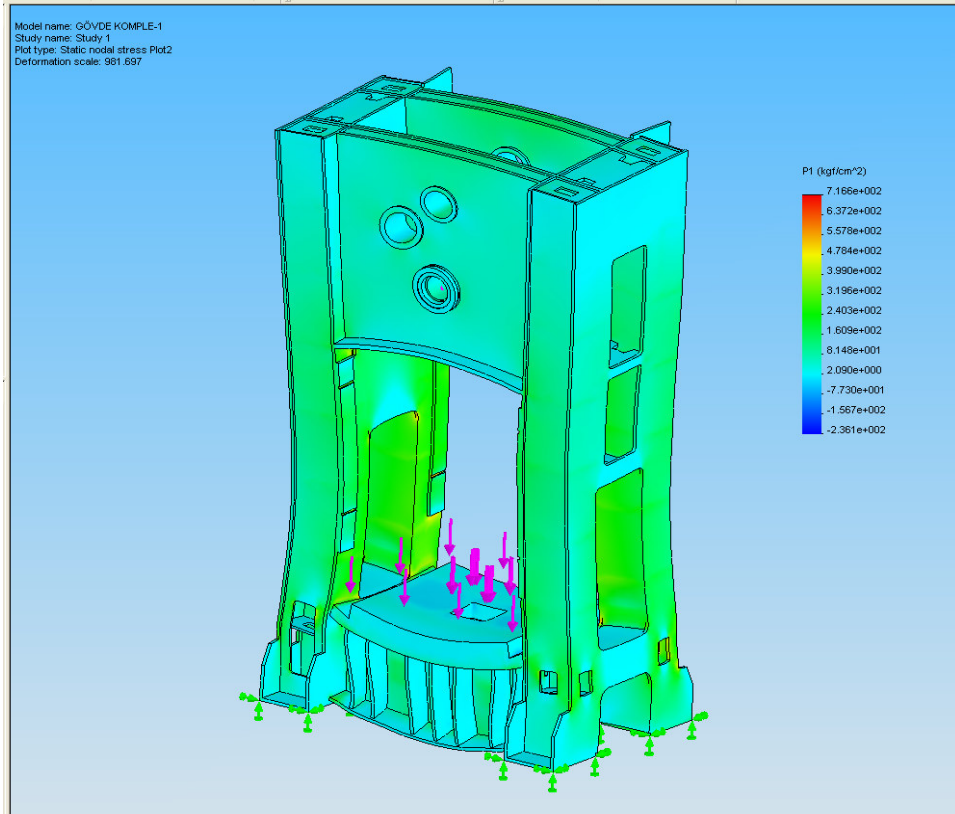
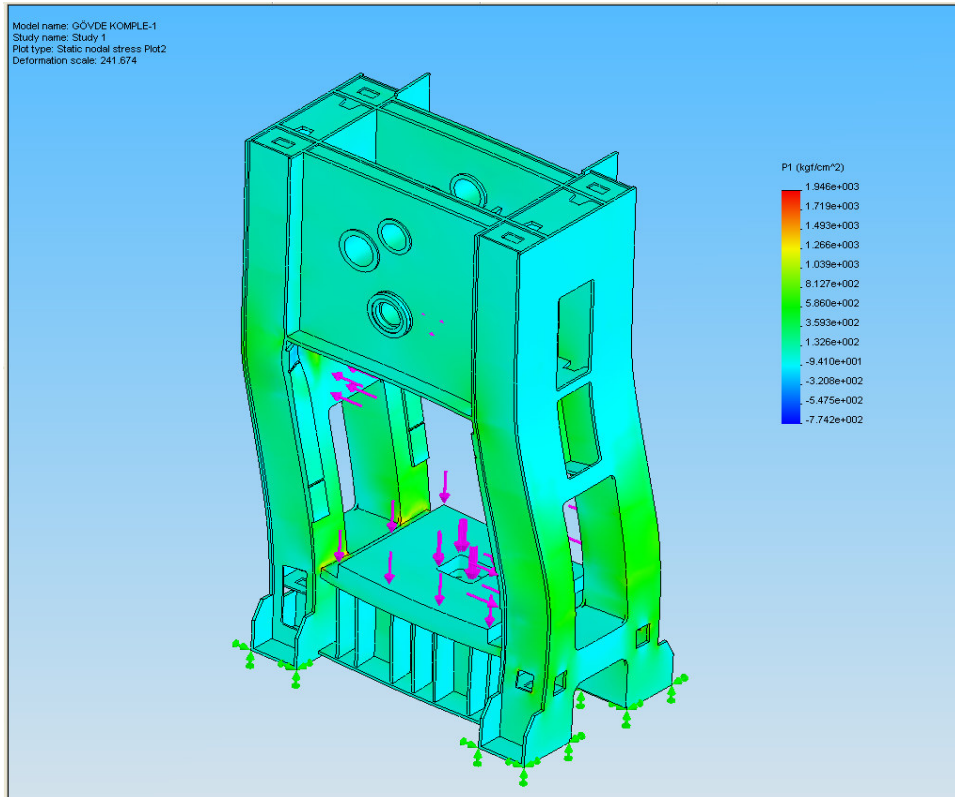


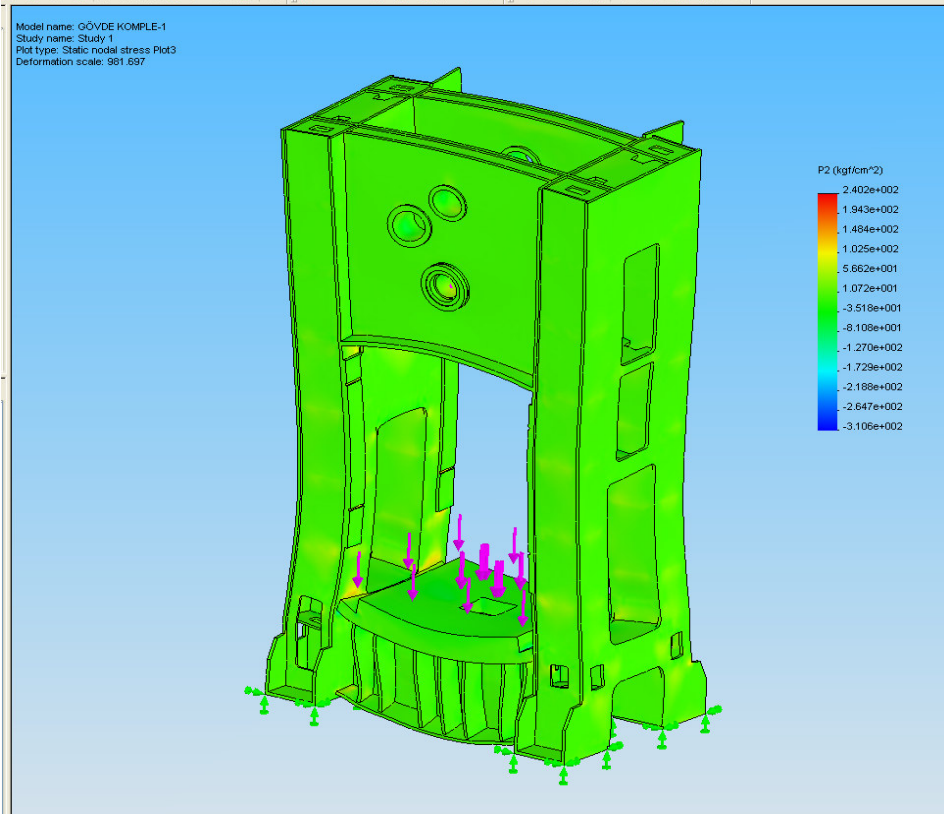
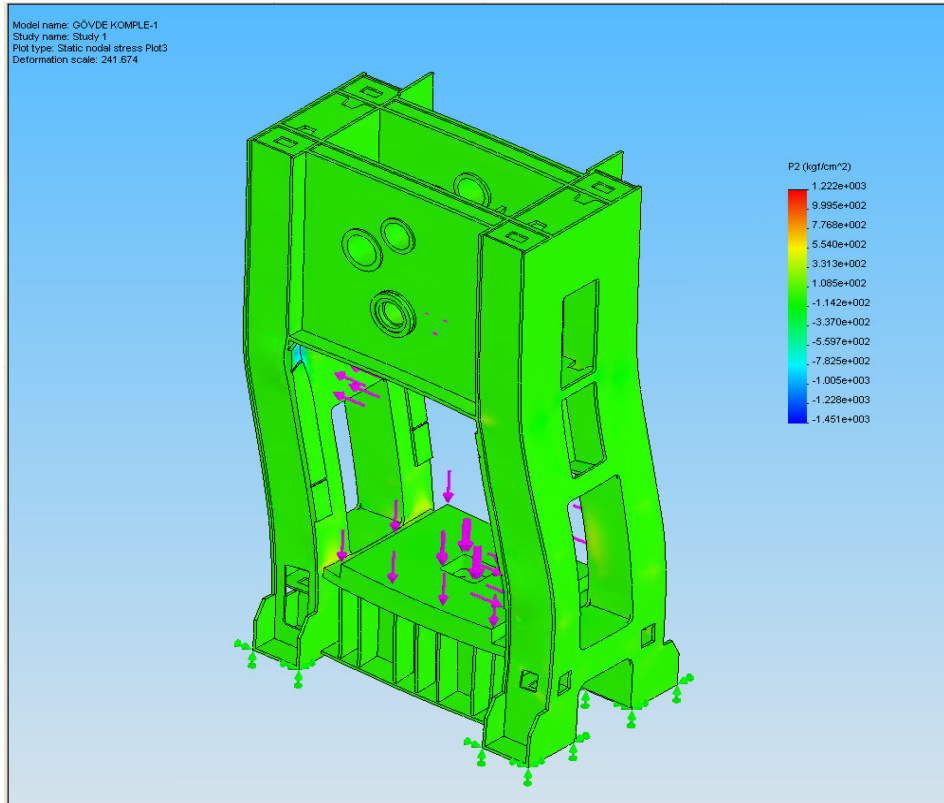
a) Konsantrik yüklemde oluşan von mises gerilmeleri

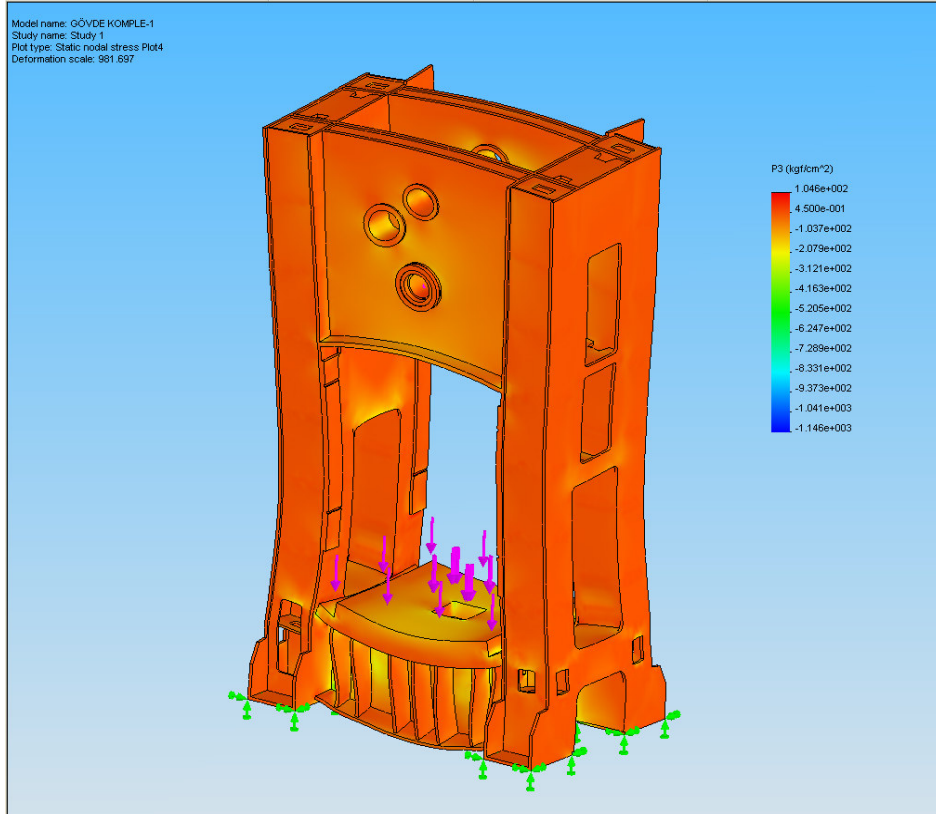
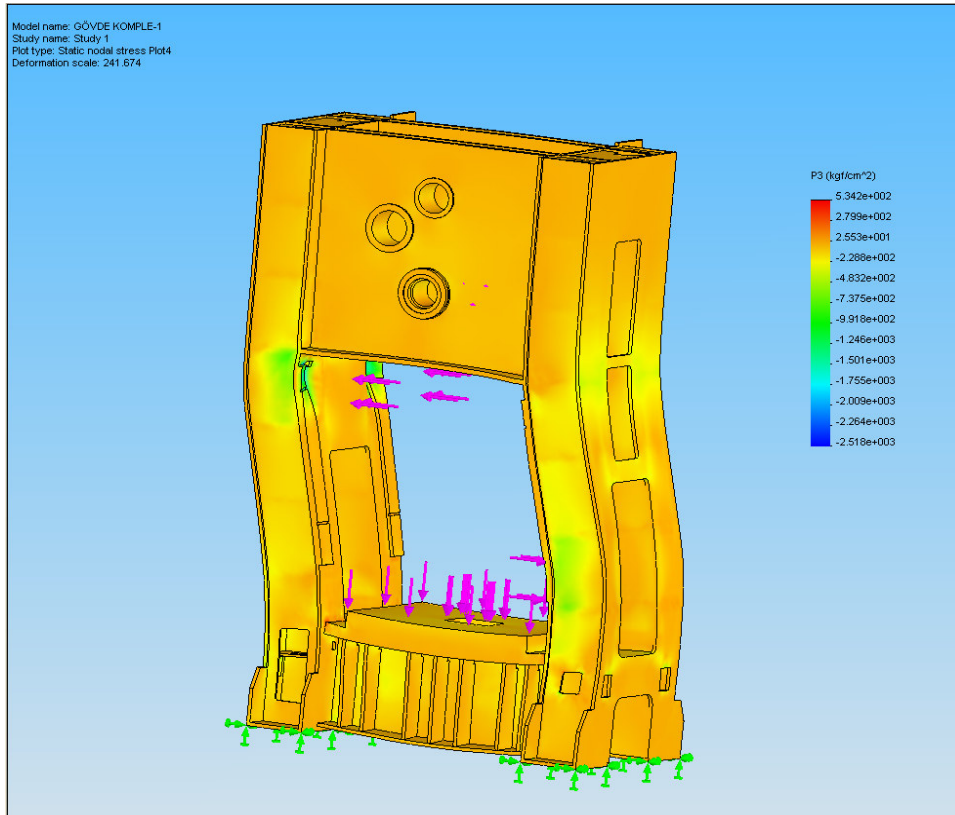


b) Eksantrik yüklemde oluşan von mises gerilmeleri

Şekil 2.28 Santrik ve eksantrik yüklemde oluşan von mises gerilmeleri

a) Konsantrik yüklemde oluşan σ_1 yönündeki gerilmelerb) Eksantrik yüklemde oluşan σ_1 yönündeki gerilmelerŞekil 2.29 Konsantrik ve eksantrik yüklemde σ_1 yönünde oluşan gerilmeler

a) Konsantrik yüklemde oluşan σ_2 yönündeki gerilmelerb) Eksantrik yüklemde oluşan σ_2 yönündeki gerilmelerŞekil 2.30 Konsantrik ve eksantrik yüklemde σ_2 yönünde oluşan gerilmeler

a) Konsantrik yüklemde oluşan σ_3 yönündeki gerilmelerb) Eksantrik yüklemde oluşan σ_3 yönündeki gerilmelerŞekil 2.31 Konsantrik ve eksantrik yüklemde σ_3 yönünde oluşan gerilmeler

300 ton eksantrik bir preste asal yöndeki ve her bir ekseninde oluşan gerilmeler önce kalıbın ekseninde bağlanma halinde, sonra ekseninden bir miktar kaçık bağlanma halinde ayrı ayrı analiz edilmiştir. Her iki durumda oluşan gerilmeler karşılaştırılmıştır.

Eksende olma halinde von mises gerilmesi şekilde de görüldüğü gibi 1.138 N/m^2 den 2.136 N/m^2 ye çıkmış ve % 92 artış göstermiştir. Eksenlerde ise sırayla bu artış %172, %408, %411 olmuştur. Üretici firmalar ekseninde bağlanması haline göre tasarım yaptıklarından, kalıbın ekseninde bağlanmaması durumunda yapılan işlem hassas olmayacak kalıp bozulabilecek gövde ekstra moment tesiriyle çatlayacak ve oluşan vibrasyon neticesinde sistem rijitliği olumsuz etkilenecektir.

BÖLÜM 3

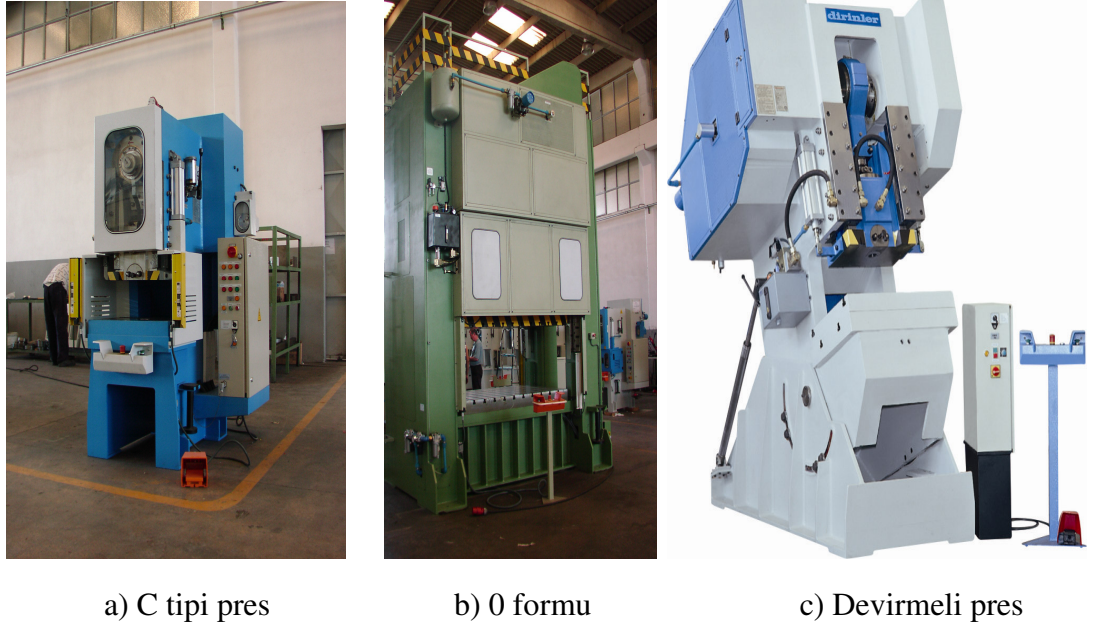
PRES GÖVDELERİ

3.1 Preslerin Sınıflandırılması

Çalışma ilkesi bakımından farklılıklar göstermekle birlikte mekanik, hidrolik ve pnömatik gövde konstrüksiyonları benzerlik gösterir. Bu özellikten yararlanılarak presler gövde konstrüksiyonlarının biçimine göre de sınıflandırılabilir.

- C formu (C tipi)
- 0 formu (Kapalı form)
- Özel tipler

Bu sınıflama şekline göre gövde biçimleri Şekil 3.1' de verilmiştir.



Şekil 3.1 Pres gövdelerinin sınıflandırılması

3.2 Pres Gövdeleri ile İlgili Çalışmalar

Tek ve çift sütunlu C formu pres gövdelerinin hesabıyla ilgili olarak günümüze kadar çeşitli çalışmalar yapılmıştır. BİRKLE gövdelerin şekillendirilmesinde yenilikler yapmış [2];

MÜNNICH gövdelerin elastik şekil değiştirmesinin hesaplanmasını sağlayan formüller vermiş [3]; LEHMANN gövdelerin hesabı için yapılan kabulleri yeni bir düzene koymuş [4]; FOUCHER gövdelerin hesabı için yeni bir yöntem ortaya atmış [5]; NEUMANN gövdelerin hesabı için yapılan çalışmaları, talaşsız şekil veren geniş açıklıklı C formu tezgahlara uygulamış [6]; MAKELT o zamana kadar birikmiş bilgileri derleyip özel olarak mekanik preslere ait bilgileri toplu halde yayımlamış [7]; OEHLER de aynı şekilde preslere ilişkin bilgileri toplu halde yayımlamış [8]; ABAKŞİN gövdeleri gerilme ve şekil değiştirmesinin deneysel yoldan ölçülmesi için bir deney düzeni kurmuş [9]; OLİVO gövdelerin statik rijitliğinin ölçülmesi için gerekli tanımlar ve deney yöntemi önermiş, ayrıca presleri rijitliğe bağlı olarak kalite bakımından sınıflandırmış [10]; NUDELMAN rijitliğin hesabı için basitleştirici kabuller vermiş [11]; MORGENSTERN gövdelerin konstrüksiyon tabloları yardımıyla optimizasyonu için yeni bir yöntem geliştirmiştir [12].

0 formu preslere göre daha küçük güçlerde imal edilen C formu preslerle ilgili çalışmalar, bu tür preslerin gövde konstrüksiyonlarının yeterince mükemmelleşmesini ve iyiye yakın konstrüksiyonlar biçiminde standartlaşmayı gerçekleştirmiştir.

Çeşitli ülkelerde C formu mekanik presler için belirli normlar geliştirilmiş ve imalatçıların bu normlara uymaları istenmiştir [13].

C formu hidrolik presler çok küçük güçler için imal edilmektedir. Bu güçlerde önemli sorunların ortaya çıkması söz konusu değildir.

0 formu konstrüksiyonlardan çerçeve tipi konstrüksiyonda gövde tek parçadan oluşur. Geçmişte dökme demirden de imal edilmiş olan bu tür gövdeler artık günümüzde tamamen çelik sac konstrüksiyondan yapılmaktadır. Sütunlu pres adı verilen ikinci türde üst ve alt parçalarla koçun dökme demirden yapılmasından hala vazgeçilmemiştir. Bununla birlikte sac konstrüksiyonlara da mevcuttur. Bu türde sütunlar (ya da kolonlar) ön gerilmeli yapılabilmekte ve aynı zamanda koç için kızak görevini de üstlenmektedir. Bu türler ekstrüzyon ve enjeksiyon işlemlerine daha uygun bir konstrüksiyon tipi olmaktadır. Bu tür gövdenin davranışı tıpkı çerçeve tiplerindeki gibi benzer, dolayısıyla hesap tarzı da aynıdır.

0 formu preslerle ilgili olarak günümüze kadar pek çok çalışma yapılmıştır. 1954' te KIENZLE 0 formu dövme presleri için anma büyüklüklerini vermiş [14]; 1955' te SİMİN sütunlu hidrolik pres gövdelerinin eksantrik yüklenmesi halinde davranışlarını Castigliano yöntemi yardımıyla incelemiş, en büyük kesit tesirlerini ve kaymayı yaklaşık olarak hesaplamıştır [15]. HİRSCH ve WOLKOWİTZKIJ dövme presi gövdelerinin yük altındaki şekil değiştirmesini incelemiş [16]; daha sonra SMOLAK santrik çerçeve yüklü mekanik pres

gövdelerinin kesit tesirlerini konsol-kiriş yöntemiyle bulmuş ve kutu biçimli sütun kesitlerinin seçimi için tablolar vermiştir [17]. MAKELT ise benzeri incelemeyi virtüel işler prensibini kullanarak yapmış ve santrik yükleme halindeki en büyük yaylanmayı hesaplamıştır [7]. Bu çalışmaların tümünde kesme kuvvetinin işi göz önüne alınmamış, hesaplar mukavemet ve boyutlarla ilgili büyüklüklerin belirli oranları için yaklaşık olarak yapılmıştır. 1964' de OLİVO, 0 formu pres gövdelerinin statik rijitliğini hesaplayabilmek için tanımlar ve ölçme yöntemleri geliştirmiş, 0 formu presleri de C formu preslerdekine benzer biçimde rijitliğe bağlı olarak kalite bakımından sınıflandırmıştır [10]. HAİT sütun sıkıştırmasını da göz önüne alarak çerçevenin sütunları için kesir tesirlerini hesaplamış [18]; ORLOV ve POGORELOV eksantrik yükleme halinde kızak kuvvetlerini incelemiştir [19]. İlk olarak kesme kuvvetlerinin işini de göz önüne alan MORGENSTERN kapalı form preslerin tablolarının en iyi şekilde boyutlandırılması için bir optimizasyon yöntemi önermiş ve kendi geliştirdiği sistematik konstrüksiyon tabloları yardımıyla bunu bir örneğe uygulamıştır [12]. 0 formu gövdelerin statik ve dinamik rijitliği ve bunların ölçülmesi üzerine yapılan sayısız çalışma, konunun önemini açıkça ortaya koymaktadır.

Sayısal hesap yöntemlerinin gelişmesi ve büyük kapasiteli Sonlu Elemen Yöntemi programlarının yapı analizlerinde yaygın olarak kullanılmaya başlanması sayesinde 0 formu pres gövdelerinin gerilme ve şekil değiştirme analizi bu yöntemle de ele alınmıştır. Stuttgart Üniversitesi ' Umformtechnik ' Enstitüsü'nde LARGE yönteminde çalışmalarını sürdüren GEİGER, aynı kuruluştaki ARGYRİS' in geliştirdiği ASKA evrensel yapı analizi programını kullanarak 0 formu bir kranklı presin gerilme ve şekil değiştirme analizini hem santrik hem de eksantrik yükleme halinde yapmış ve sonuçları deneylerle doğrulamıştır [20]. Daha sonra aynı kurumda çalışmalarını sürdüren SCHEMPERG aynı presin tahrik organlarının [21]; BLUM ise eksantrik yükleme halinde hem gövdenin, hem de tahrik organlarının sayısal analizini yapmış, kızak boşluklarının ve kuvvetlerinin değişimini incelemiştir [22].

Çok başarılı sonuçlar veren bu analizler, Sonlu Eleman Yöntemi üzerine ekip çalışması yapan araştırmacıların uzun çabaları sonucunda gerçekleştirilebilmiştir.

Yukarıda sözü edilen kaynakların incelenmesi sonucunda sanayileşmiş ülkelerde konu üzerinde önemle durulduğu, gelişen teknolojinin sorunların çözümünde kullanılmak üzere hızla uyarlandığı görülmektedir. Fakat bütün bunlara rağmen çalışmaların mevcut örnekler üzerinde yapıldığına, boyutlandırma ve dizayn konusunda hiç bilgi verilmediğine dikkat edilirse konstrüksiyonların hala üretici firmaların, tarihsel süreç içinde oluşmuş ve başkalarınınca bilinmeyen, kendilerine özgü kriterlere ve formüllere göre tasarlandığı ortaya

çıkar. Şu ana kadar bu sanayi dalında ülkemizde teknoloji transferlerinin ve kopyacılığın hüküm sürmesi, konuyu ülkemiz açısından daha da önemli kılmaktadır.

Çalışmanın bu safhasından başlamak üzere basitlik bakımından kapalı form presler ele alınacaktır. Aynı inceleme şekli diğer presler için de küçük değişikliklerle geçerlidir.

3.3 Ülkemizde H Tipi Pres Gövde Konstrüksiyonlarının Özellikleri

Ülkemizde yapılan kapalı form pres gövde konstrüksiyonlarının, özel tip sayılmazsa iki ana grupta toplanabileceği daha önce belirtilmişti. Bunlardan kolonlu tipi imalat ve işletme sorunları, bu tip konstrüksiyonların uygulama alanını çok sınırlamış ve kapalı form pres imalatı içindeki payını çok azaltmıştır. İkinci tip olan çerçeve tipi konstrüksiyonlar ise kaynak tekniğinin, sac konstrüksiyonun ve konstrüksiyon tipinin sağladığı üstünlükleri bir araya getirdiğinden en çok kullanılan konstrüksiyon olmakta ve genel olarak pres konstrüksiyonları içinde en büyük payı tutmaktadır.

Ülkemizin somut koşullarından kaynaklanan bir dizi sorun nedeniyle çerçeve tipi konstrüksiyonlar dünya üzerinde imal edilen benzer konstrüksiyonlardan bazı farklılıklar göstermektedir. Söz konusu sorunlar genellikle şunlardır:

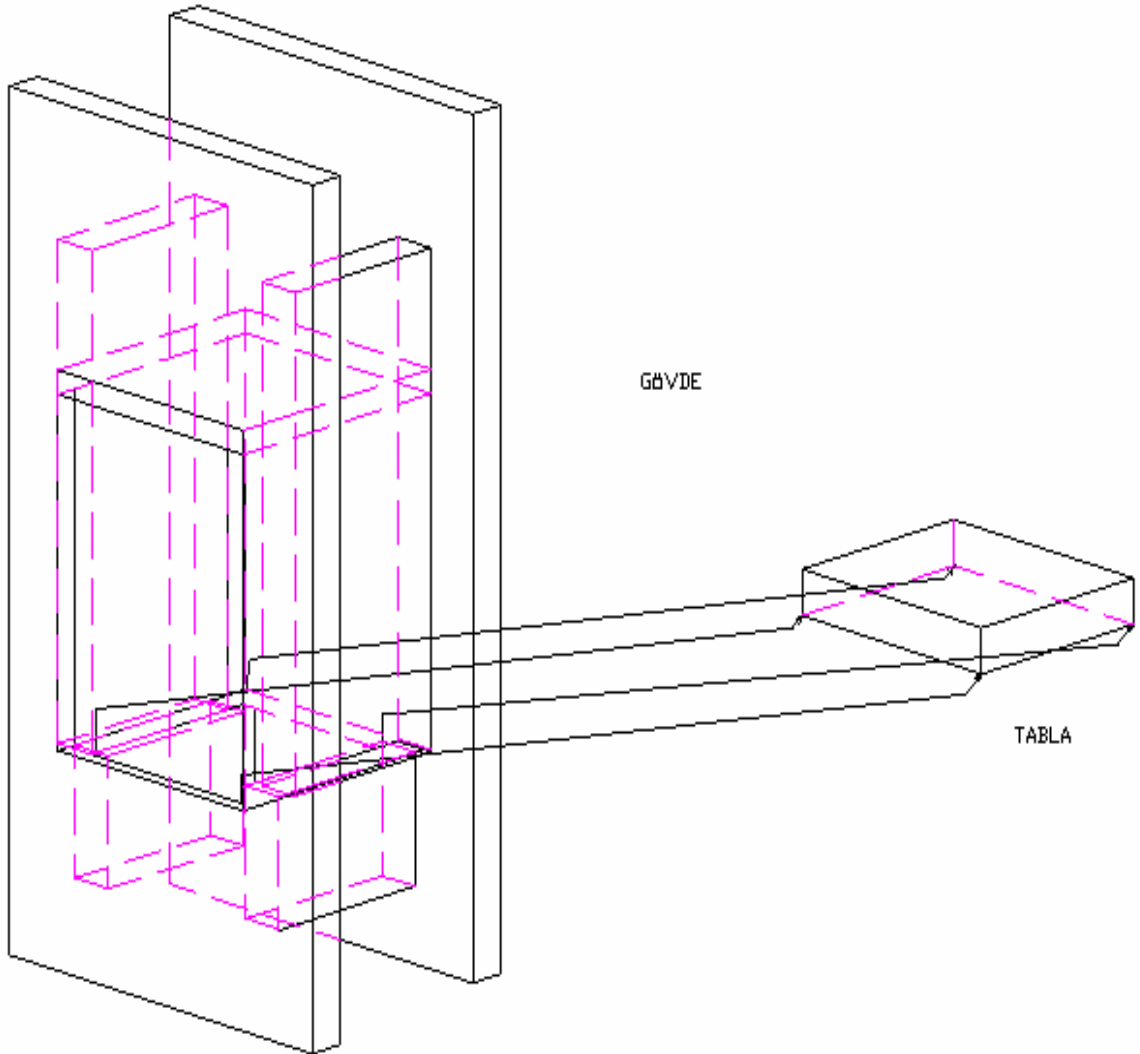
1. İstenen kalitede malzeme bulma zorluğu;
2. Malzeme depolayıp dinlendirme zorluğu;
3. İstenen ölçülerde malzeme bulma zorluğu;
4. Bu konstrüksiyonların kullanım alanlarında tezgah temellerinin ve tezgah altı yapıların öneminin anlaşılmamış olması;
5. Bu alana bugüne kadar hemen hemen hiçbir mühendislik hizmetinin girmemiş olması;
6. Bu alanda hesap formüllerinin yetersiz olması ve hiç bir standart bulunmaması

H tipi konstrüksiyonlarda bu sorunlardan kaynaklanan konstrüksiyon farklılıkları şu başlıklar altında toplanabilir:

1. Pres tablası (masası) gövdeye kaynak edilmez.
2. Koç yüksekliği, toplam boyutu artırdığı gerekçesiyle, gereğinden az tutulur.
3. Gövde, sabit kalınlıklı levhaların kaynak konstrüksiyonundan ibarettir.

4. Tabla yüksekliği genellikle iş sehpası yüksekliğinde seçilir ve tabla altı kirişin yüksekliği bu yükseklikle sınırlandırılır.
5. Taşıyıcı çerçeve ve tablaya rijitliği artırıcı takviye atılmaz.

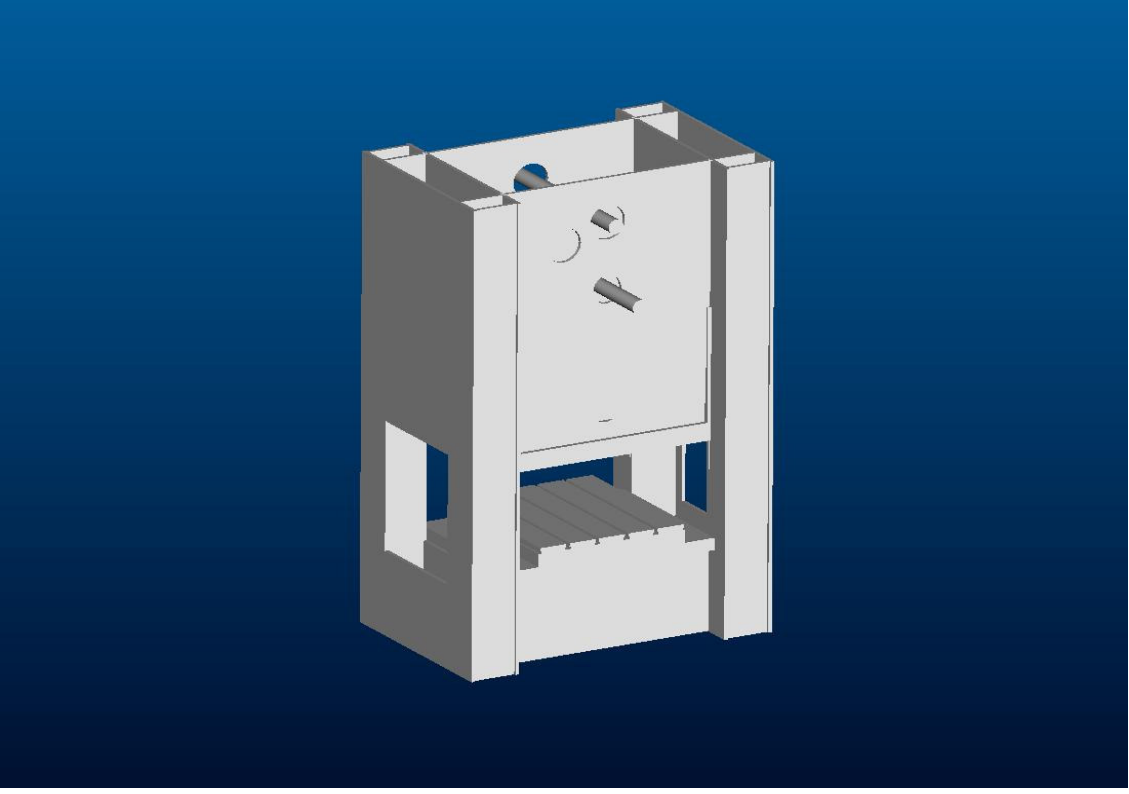
Bu farklılıklar H tipi konstrüksiyonları Şekil 3.2' deki Őekle dđnüştürür. Bu Şekilde imal edilen preslere örnek olmak üzere Şekil 3.3' de tipik bir sağ konstrüksiyon hidrolik pres ve Şekil 3.4' de presin gövde konstrüksiyonu görölmektedir.



Şekil 3.2 Çerçeve tipi konstrüksiyon



Şekil 3.3 Sac konstrüksiyon mekanik pres



a)



b)

Şekil 3.4 Pres gövde konstrüksiyonu

3.4 H Tipi Preslerde Boyutlandırma Kriterleri

H tipi pres gövdelerinin hesabı

- a. Gerilmeye,
- b. Şekil değiştirmeye göre yapılır.

Bu hesaplarda şekil değiştirmeye göre kontrolün, genellikle daha kritik olduğu, dolayısıyla şekil değiştirme kriterine göre boyutlandırılan çerçevelerde gerilmelerin emniyet sınırları içinde kaldığı görülür.

Preslerde şekil değiştirmenin bilinmesi çok önemlidir. Talaşsız şekil verme işlemi dar tolerans içinde çalışması gereken kalıplar gerektiğinden, çalışma sırasında presin kendisinden gelebilecek ve çerçevenin şekil değiştirmesinden doğabilecek istenmeyen etkilerin belirli şekil değiştirme kriterleriyle sınırlandırılması gerekmiştir. Bu amaçla yapılan istatistik çalışmalar sonucunda, çerçeve tipi preslerin toplam yaylanma miktarı

$$w_{\text{maks}} (\text{mm}) = \frac{F(\text{ton})}{C_p \left(\frac{\text{ton}}{\text{mm}} \right)} \quad (3.4.1)$$

Kriteri ile verilmiş ve gerekli C_p yaylanma rijitliğinin

$$C_p (\text{ton/mm}) = K \sqrt{F(\text{ton})} \quad (3.4.2)$$

Şeklinde olduğu gösterilmiştir [10]. Bu kriterdeki boyutlu K katsayısı sırasıyla 1. , 2. ve 3. sınıf rijitlikte presler için 12,5 – 10 – 8 olarak verilmektedir. Bu kriter gereğince izin verilen en büyük yaylanma değeri, H tipi presin tüm öğelerinde boşluklar ve şekil değiştirmeler sonucunda, kuvvet doğrultusunda ortaya çıkan şekil veya yer değiştirmelerin toplamıdır. Yaylanma miktarının bilinmesinin çok önemli olduğu çerçeve tipi mekanik presler için verilen bu kriter, çerçeve tipi hidrolik presler gövdeleri için kullanılamaz. H tipi hidrolik preslerin sütunlarında ve üst kirişinde yaylanmalar için bir sınır getirilmesi, mekanik preslerdekinin tersine gereksizdir. Bu yaylanmalar hidrolik pistonun ek bir yer değiştirmesiyle her zaman karşılanabilir. Dolayısıyla H tipi hidrolik preste boyutlandırma kriteri tabla ve alt kiriş için verilmelidir. Bununla ilgili olarak literatürde, yine istatistik çalışmalar sonucu olarak önerilen kriter gereğince presin tabla ve alt kirişten oluşan bölümünün F kuvveti etkisiyle orta noktasındaki en büyük sehim veya yaylanması

$$w_{\text{maks}} (\text{mm}) = 1,5 \cdot 10^{-4} b(\text{mm}) \quad (3.4.3)$$

yi geçmemelidir [12].

Burada $b(\text{mm})$ pres tablasının genişliğidir. Bu kriter çerçeve tipi bir hidrolik pres gövdesinin tablasının ve alt kirişinin boyutlandırılabilmesi için yeterlidir. Gövdenin bunun dışında kalan bölümlerinin boyutlandırılmasında kullanılan kriterler gerilmelerin emniyet gerilmesini aşmaması şeklinde olmalıdır.

3.5 H Tipi Pres Gövdelerinde Çözülmesi Gereken Problemler

Ülkemize özgü konstrüksiyonların çözümü bir önceki bölümde açıklanan kriterler ışığında aşağıdaki şu sıra ile ele alınabilir:

(3.3.4) kriteriyle sınırlanan toplam sehim hesaplanır.

- 1) Toplam sehim tabla ve alt kirişi arasında paylaşılır.
- 2) Sehimin tablaya düşen kısmıyla tabla boyutlandırılır.
- 3) Sehimin alt kirişe düşen kısmıyla kiriş boyutlandırılır.
- 4) Her iki boyutlandırma halinde de gerilmeye göre kontrol yapılır.
- 5) Alt kirişin boyutlandırılmasıyla belirlenmiş olan sütun ve üst kirişe ait ön ve arka saç kalınlıkları dışındaki büyüklükler gerilmeye göre boyutlandırılır.

Bu işlemlerin tümü en tehlikeli yükleme durumunda yapılmalıdır. Presler için en tehlikeli yükleme durumu merkezden (santrik) tekil kuvvetin etkimesi halidir. Fakat preslerle ilgili standartlarda pres tablasına etkiyen kuvvetin tabla genişliğinin 0,2' sinden daha dar bir bölgeye etki etmemesi istenir. Bu nedenle bu çalışmada pres gövdesinin tabla merkezinden dar bir bölgede ($0,2 b \times 0,2 a$) içinde düzgün yayılı yükün etkimesi sonucunda pres gövdesinin göstereceği davranış incelenecektir.

BÖLÜM 4

PLAK TEORİSİNİN ANA BAĞLANTILARI

Pres tablaları dikdörtgen plak biçimindedir. Pres tablalarının yük altında göstereceği davranışı inceleyebilmek için plak teorisinin kullanılması gerekir. Bu amaçla plak teorisinin ana bağlantıları kısaca tekrarlanacaktır.

4.1 Dikdörtgen Plağın Diferansiyel Denklemi

Plak teorisinde elastik yüzeyin diferansiyel denkleminin elde edilebilmesi için şu varsayımların yapıldığı kabul edilir;

- 1) Plak homojen ve izotoptur.
- 2) Yükler yüzeyin normaline paraleldir.
- 3) Plağın t kalınlığı, plağın öteki boyutları olan b ve a' ya oranla küçüktür (ince plak).
- 4) Sehimler plağın t kalınlığına oranla çok küçüktür.
- 5) Sınırlarda plak, plak düzlemi içinde serbestçe hareket edebilir. Yani sınırlarda tepki kuvvetleri yüzeyin normaline paraleldir.

Bu varsayımlarla eğilme sırasında plağın orta düzlemindeki liflerin uzama ya da kısalmaya uğradığı kabul edilmiş olur. Şimdi aynı varsayımların ışığında seçilen eksen takımında, xz ve yz düzlemlerine paralel birer çift düzlemle kesilmiş plak parçasını ele alalım (Şekil 4.1).

Önce z eksenini doğrultusundaki kuvvetlerin dengesi yazılarak,

$$\frac{\partial Q_x}{\partial x} dx dy + \frac{\partial Q_y}{\partial y} dy dx + q dx dy = 0 \quad (4.1.1)$$

Ve ya

$$\frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_y}{\partial y} + q = 0 \quad (4.1.2)$$

elde edilir.[17]

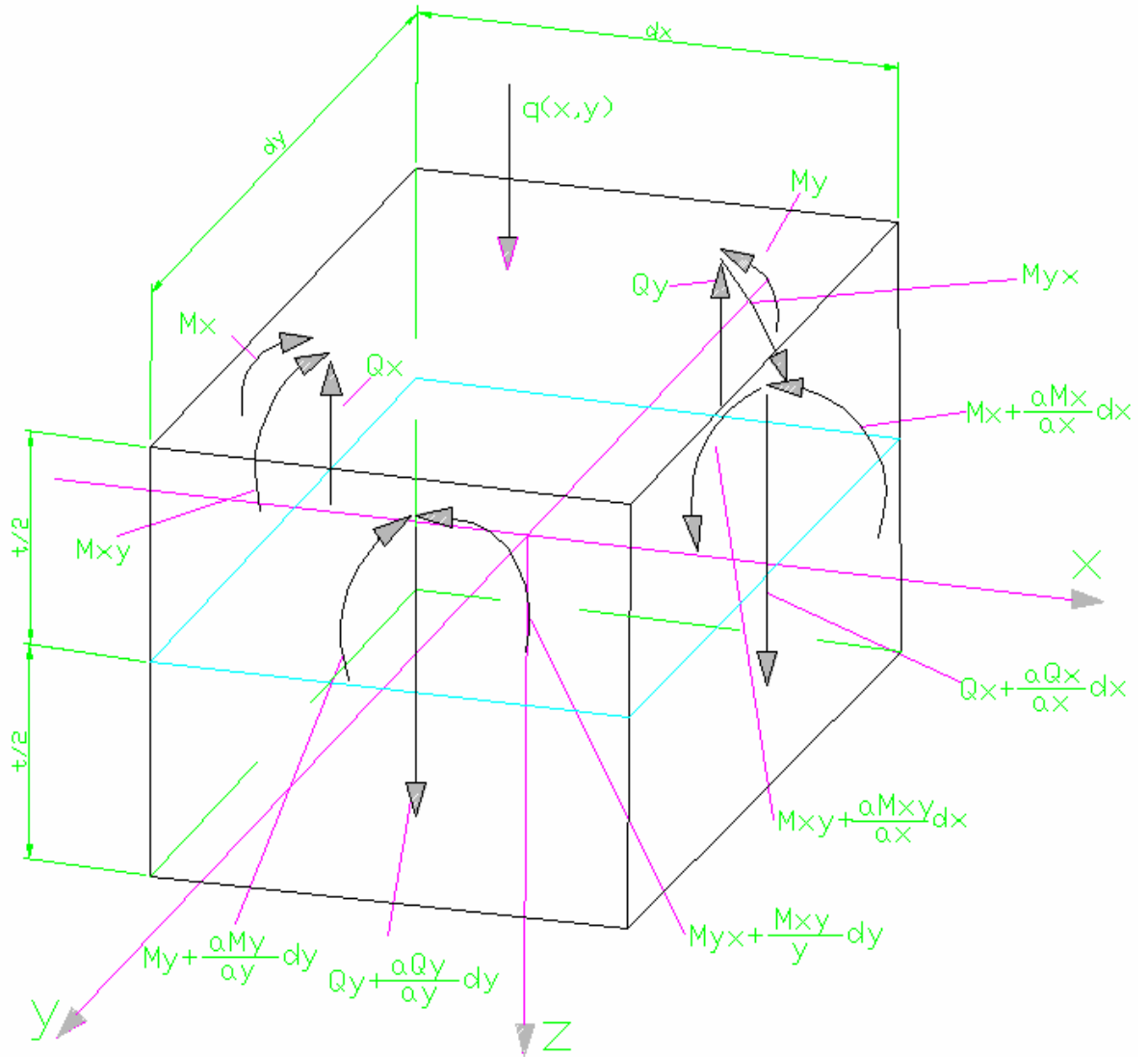
Sonra x eksenine göre momentlerin dengesi yazılarak,

$$\frac{\partial M_{xy}}{\partial x} dx dy - \frac{\partial M_y}{\partial y} dy dx + Q_y dx dy = 0 \quad (4.1.3)$$

Ve ya

$$\frac{\partial M_{xy}}{\partial x} - \frac{\partial M_y}{\partial y} + Q_y = 0 \quad (4.1.4)$$

elde edilir.



Şekil 4.1 Plak parçası ve üzerine etkiyen kuvvetler

Benzer şekilde y eksenine göre momentlerin dengesi yazılarak

$$\frac{\partial M_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial M_x}{\partial x} - Q_x = 0 \quad (4.1.5)$$

elde edilir.

(4.1.2), (4.1.4) ve (4.1.5) arasındaki Q_x ve Q_y kesme kuvvetleri yok edilirse

$$\frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M_{yx}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} = -q \quad (4.1.6)$$

Ve $\tau_{xy} = \tau_{yx}$ olması nedeniyle $M_{yx} = -M_{xy}$ olacağından

$$\frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} - 2 \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} = -q \quad (4.1.7)$$

elde edilir.

Eğrilikler yardımıyla

$$M_x = -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \quad (4.1.8)$$

$$M_y = -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \quad (4.1.9)$$

ve burulma momenti ile kayma gerilmesi arasındaki ilişkinin tanımından

$$M_{xy} = D(1-\nu) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \quad (4.1.10)$$

olduğu çıkarılabilir. O zaman $w(x,y)$ sehimlerinin sağlaması gereken diferansiyel denklem

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = \frac{q}{D} \quad (4.1.11)$$

ya da kısaca

$$\Delta \Delta w = \frac{q}{D} \quad (4.1.12)$$

şeklini alır.

(4.1.4) ve (4.1.5) denklemlerinden Q_x ve Q_y kesme kuvvetleri çözümlürse

$$Q_x = -\frac{\partial M_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial M_x}{\partial x} = -D \frac{\partial}{\partial x} (\Delta w) \quad (4.1.13)$$

$$Q_y = \frac{\partial M_y}{\partial y} - \frac{\partial M_{xy}}{\partial x} = -D \frac{\partial}{\partial y} (\Delta w) \quad (4.1.14)$$

bulunur.

4.2 Elastik Mesnetli Plakların Sınır Koşulları

$x = b/2$ kenarı boyunca elastik bir mesnet üzerine oturan plağın mesnedindeki sehimler sıfır değildir. Plağın bu kenarı boyunca ortaya çıkan sehimler mesnedin sehimlerine eşittir. Elastik mesnedin eğilme rijitliği EI olmak üzere mesnet tepkisi,

$$-V_x = (Q_x - \frac{\partial M_{xy}}{\partial y})_{x=b/2} = d \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + (2 - \nu) \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right]_{x=b/2} \quad (4.2.1)$$

mesnede etkileyen

$$-V_x = EI \left(\frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right)_{x=b/2} \quad (4.2.2)$$

kuvvetine eşit olmalıdır.

$$D \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + (2 - \nu) \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right]_{x=b/2} = EI \left(\frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right)_{x=b/2} \quad (4.2.3)$$

Bu eşitlik karşılıklı iki $x = \pm b/2$ kenarı için iki sınır koşulu verir. Benzer sınır koşulu $y = \pm a/2$ kenarı için de yazılabilir.

Bunun yanı sıra dikdörtgen plak elastik mesnetlere üstten serbestçe oturduğundan mesnetlerdeki M_x ve M_y momentleri de sıfırdır;

$$M_x = -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)_{x=\pm b/2} = 0 \quad (4.2.4)$$

$$M_y = -D\left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\right)_{y=\pm a/2} = 0 \quad (4.2.5)$$

4.3 Plağın Eğilme Probleminin Bir Mambranın Sehim Problemine İndirgenmesi

M_x ve M_y momentlerinin ifadeleri toplanırsa

$$M_x + M_y = -D(1 + \nu)\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right) \quad (4.3.1)$$

elde edilir ve

$$M = \frac{M_x + M_y}{(1 + \nu)} = D\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right) \quad (4.3.2)$$

tanımı yapılabilir.

Bu halde

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}\right)\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right) = \frac{q}{D} \quad (4.3.3)$$

şeklindeki 4. mertebeden diferansiyel denklem

$$\left(\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M}{\partial y^2}\right) = -q \quad (4.3.4)$$

$$\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right) = -\frac{M}{D} \quad (4.3.5)$$

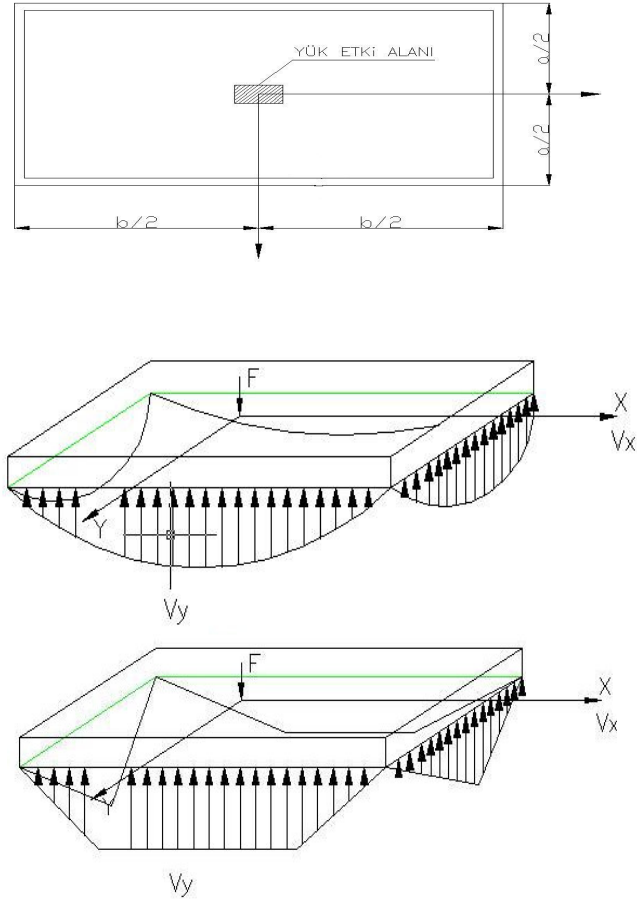
Şeklindeki iki ikinci mertebeden diferansiyel denkleme indirgenebilir. Bu ikinci mertebeden diferansiyel denklem takımı bir mambranın sehimlerini ifade eder.[17]

BÖLÜM 5

ÇERÇEVE TİPİ PRES GÖVDELERİNDE TOPLAM SEHİMİN HESAPLANMASI

5.1 Pres Tabla Plakasının Dikdörtgen Plak Olarak Ele Alınması

Pres tabla plakası, kenarları boyunca ikişer ikişer karşılıklı olarak rijitlikleri aynı olan elastik dört kiriş üzerine oturtulmuş kabul edilebilir. Gövdeye kaynaklı olmayan tabla plakası bir dizi gömme baş civata ile bu kirişlere civatlanır. Ancak bu civatalar kuvvet taşıma amacıyla değil, tabla plakasının yerinden kaymaması için kullanılmıştır. Santrik yüklemde bu civataların gevşetilmesi ya da çıkartılması halinde tabla plakası ile gövde arasında ayrılma ya da plaka hareketi gözlenmediği imalatçılarca belirtilmektedir. Bu nedenle tabla plakası gövde alt kiriş üzerine serbestçe oturuyormuş kabul edilebilir. Bu durumda bir tabla plakası, dört kenarı elastik mesnetli, ortasında küçük bir bölgesi düzgün yayılı bir yükle yüklenmiş kalın bir dikdörtgen plak olarak incelenebilir (Şekil 5.1a).



Şekil 5.1 Pres tablası mesnet tepkilerinin durumu

Normal çalışma koşullarında preslerde kuvvetler hiçbir zaman tekil yük halinde etkimezse de, hatalı yükleme olasılığı göz önünde tutularak hesaplar tehlikeli yükleme şekli olan tekil yüke göre yapılır. Fakat dikdörtgen plağın plak teorisiyle çözümünde, yükün altına gelen bölge civarında süreksizliklerin ortaya çıkması, yükün düzgün yayılı olarak küçük bir dairesel ya da dikdörtgen bölgeye etkidiğinin kabul edilmesini gerektirmektedir.

Bu kabuller ışığında dikdörtgen plağın sınır koşulları şu şekli alır:

a) Kenarlar boyunca M_x ve M_y momentleri yoktur.

$$(M_x)_{x=\pm b/2} = D \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right]_{x=\pm b/2} = 0 \quad (5.1.1)$$

$$(M_y)_{y=\pm a/2} = D \left[\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right]_{y=\pm a/2} = 0 \quad (5.1.2)$$

b) Kenarlar boyunca çökmeler mesnetlerin sehimlerine eşittir.

$$D \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + (2-\nu) \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right]_{x=\pm b/2} = EI_2 \left[\frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right]_{x=\pm b/2} \quad (5.1.3)$$

$$D \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + (2-\nu) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right]_{y=\pm a/2} = EI_i \left[\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} \right]_{y=\pm a/2} \quad (5.1.4)$$

(5.1.1), (5.1.2) ve (5.1.3), (5.1.4) sınır koşulları karşılıklı kenarlar için aynı olduğundan toplam dört adet sınır koşulu vardır.

Dikdörtgen plaklar için kapalı formda çözümler elde etmek mümkün değildir. Bu nedenle plağın diferansiyel denklemini sağlayan seri şeklinde çözümler önerilmektedir.

TIMOSHENKO, plağın elastik yüzeyi için şu şekilde bir çözüm vermiştir [23];

$$w = (\text{bir özel çözüm}) + \sum A_n \cosh \frac{n\pi y}{b} \cos \frac{n\pi x}{b} + \sum B_n \cosh \frac{n\pi x}{a} \cos \frac{n\pi y}{a} \\ + \sum C_n y \sinh \frac{n\pi y}{b} \cos \frac{n\pi x}{b} + \sum D_n x \sinh \frac{n\pi x}{a} \cos \frac{n\pi y}{a} \quad (5.1.5)$$

(5.1.5)' deki şekilde çözüm aranması yerine yaklaşık fakat sonuca daha hızlı götüren şöyle bir yol seçilmiştir:

Elastik mesnetli dikdörtgen plağın mesnet tepkilerinin

$$v_x = f_x(a, b, v, F) \cos \frac{\pi y}{a} \quad (5.1.6)$$

$$v_y = f_y(a, b, v, F) \cos \frac{\pi x}{b} \quad (5.1.7)$$

olduğu gösterilebilir [23] (Şekil 5.1b).

Hesaplara mesnet tepkilerinin kesin çözümü yerine üçgen ve trapez biçimli değişim gösteren yaklaşık tepkilerle devam edilebilir [24]. Buna göre mesnet tepkileri Şekil 5.1 c' deki biçimi alır.

Aşağıda Çizelge 5.1' de mesnet tepkileri bileşkelerinin, pres kuvveti F' ye oranının λ dikdörtgenlik oranına göre değişimi verilmiştir. Burada bileşkeler;

$$V_x = \int_{-a/2}^{a/2} v_x dy \quad (5.1.8)$$

$$V_y = \int_{-b/2}^{b/2} v_y dx \quad (5.1.9)$$

şeklindedir.

Çizelge 5.1 Mesnet tepkisi\ pres kuvveti oranının dikdörtgenlik oranına göre değişimi

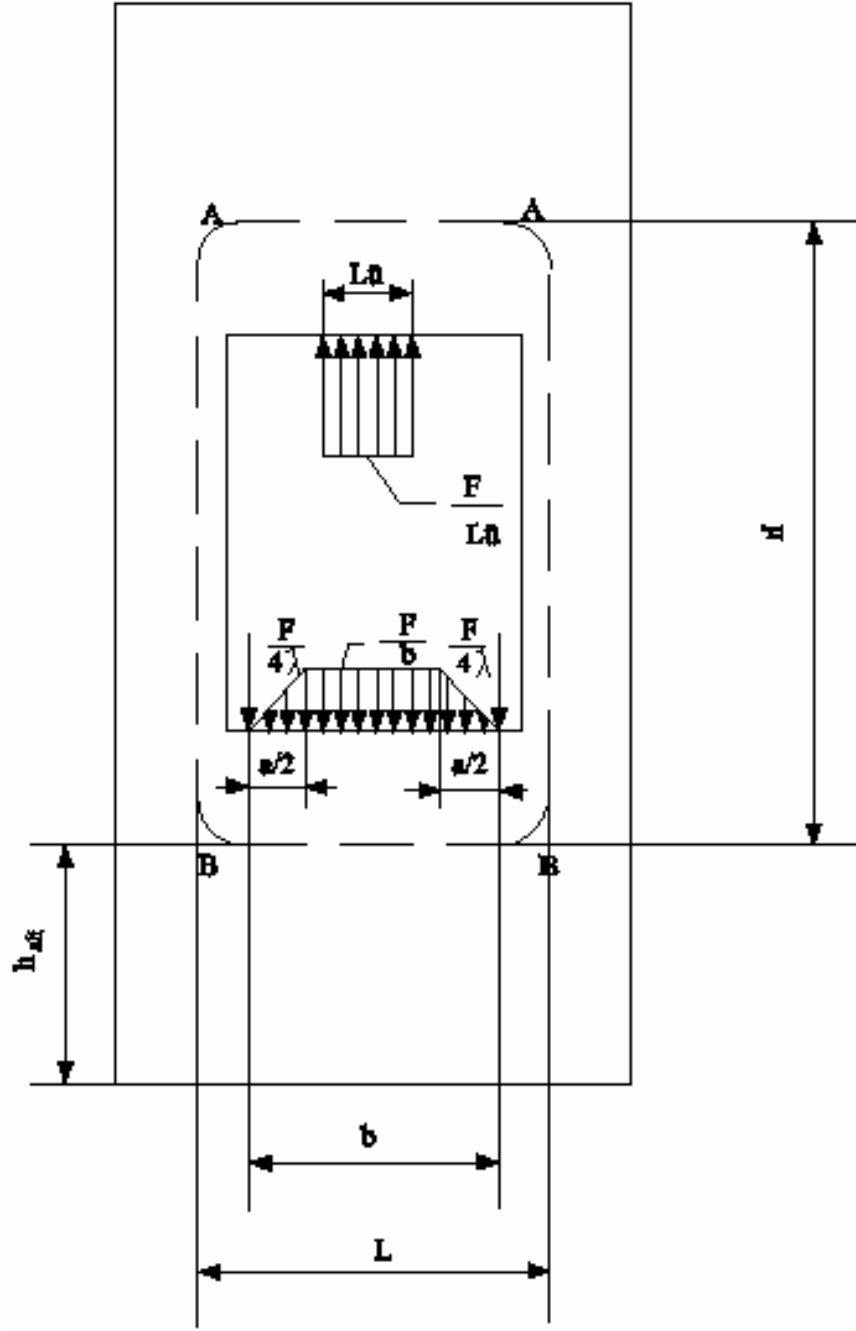
$\lambda = \frac{b}{a}$	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
V_x/F	0,250	0,208	0,179	0,156	0,139	0,125
V_y/F	0,250	0,292	0,321	0,344	0,361	0,375

MARCUS' un verdiği Çizelge 5.1' e bakılırsa tepkilerin bileşkelerinin

$$V_x = \frac{F}{4\lambda} \quad (5.1.10)$$

$$V_y = \frac{F}{4\lambda} (2\lambda - 1) \quad (5.1.11)$$

olduğu kolayca bulunur [25]. Santrik yükleme halinde tabla plakasından gövdeye geçen etkiler Şekil 5.2 ' de verilmiştir.



Şekil 5.2 Santrik yükleme halinde pres tablasından gövdeye geçen kuvvetler

5.2 Çerçevenin Sehim Probleminin Pres Yükleri Altında Çözümü

İki kiriş ve iki kolondan oluşan çerçevenin, kiriş ve kolonların tarafsız eksenlerinin kesiştirilmesiyle elde edilen l genişliği ile h yüksekliği çerçevenin hesabı için bilinmesi gereken önemli iki büyüklüktür. Şekil 5.2' de verilen çerçeve ortadan geçen düşey eksene göre simetri gösterdiğinden çerçevenin yarısını incelemek yeterlidir (Şekil 5.3a). Bu yarım çerçevenin kesit tesirleri konsol – kiriş yöntemiyle kolayca bulunabilir. Bunun için yarım

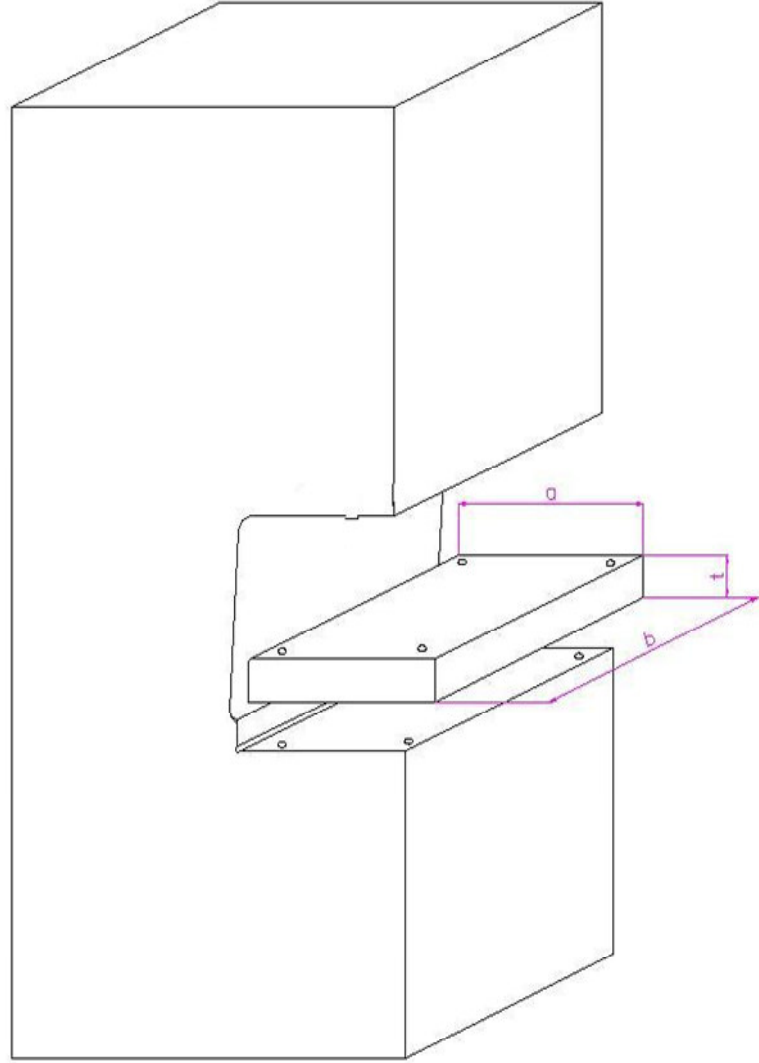
çerçeve Şekil 5.3b' deki gibi parçalarına ayrılır. Ve her parçanın ucundaki dönmelerin ifadeleri şu şekilde elde edilir:

$$\Theta_{A_1} = - \left[\frac{F}{16EI_{\ddot{u}}} (\ell^2 - \frac{\ell_{\ddot{u}}^2}{3}) - \frac{M_A \ell}{2EI_{\ddot{u}}} \right] \quad (5.2.1)$$

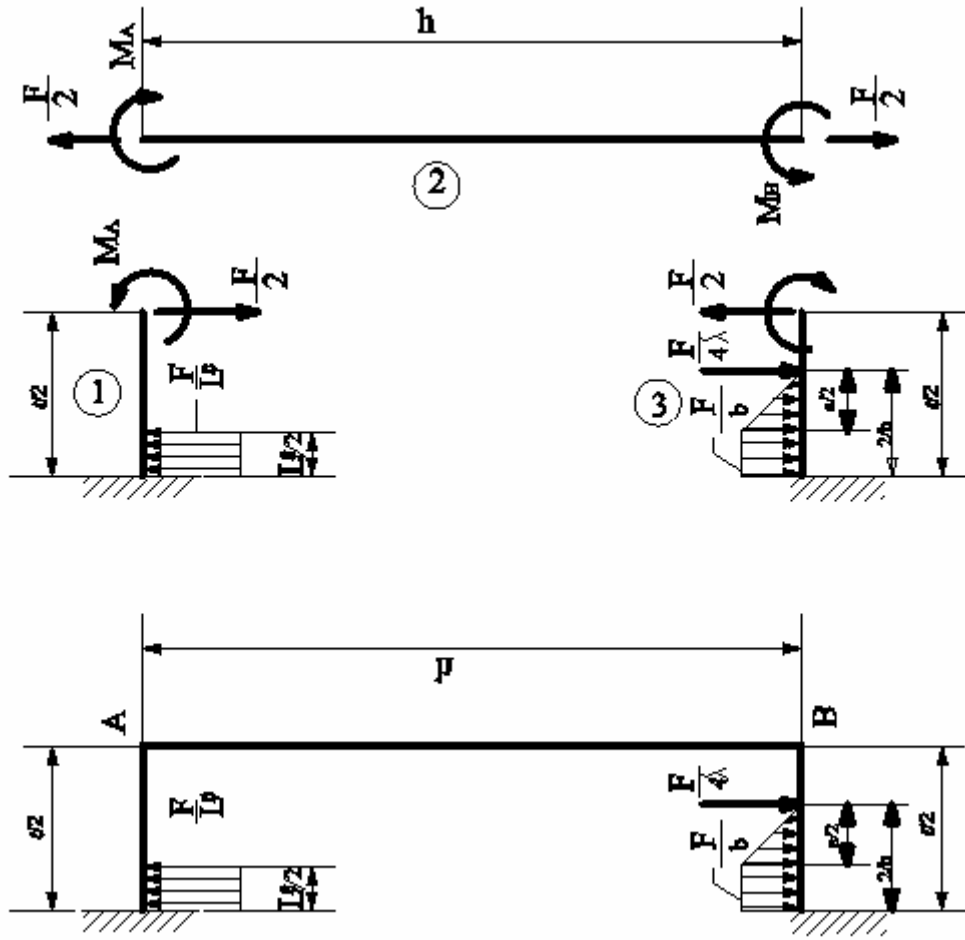
$$\Theta_{A_2} = - \left[\frac{M_A h}{3EI_s} + \frac{M_B h}{6EI_s} \right] \quad (5.2.2)$$

$$\Theta_{B_2} = - \left[\frac{M_B h}{3EI_s} + \frac{M_A h}{6EI_s} \right] \quad (5.2.3)$$

$$\Theta_{B_3} = \frac{M_B \ell}{2EI_A} + \frac{F}{EI_A} \left[-\frac{\ell^2}{16} + \frac{a(\ell-b)^2}{b} + \frac{9\ell^3}{384b} + \frac{a(3b-2a)^2}{1152b} \right] \quad (5.2.4)$$



a)



b)

Şekil 5.3 Çerçevenin kiriş ve kolonlarının kuvvet durumu

Dönmeler için uygunluk koşulları:

$$\Theta_{A_1} = \Theta_{A_2} \quad (5.2.5)$$

$$\Theta_{B_2} = \Theta_{B_3} \quad (5.2.6)$$

şeklindedir.

Uygunluk koşullarından M_A ve M_B çözümlerse

$$M_B = \frac{3F}{8h \left[\left(2 + 3 \frac{\ell}{h} \frac{I_S}{I_U}\right) \left(2 + 3 \frac{\ell}{h} \frac{I_S}{I_A}\right) - 1 \right]}$$

$$\left\{ \frac{I_s}{I_A} \left[\ell^2 - \frac{a(\ell-b)^2}{4b} - \frac{(b-a)^3}{3b} - \frac{a^3}{12b} - \frac{a(3b-2a)^2}{18b} \right] \cdot \left(2 + 3 \frac{\ell I_s}{h I_{\ddot{u}}} \right) - \frac{I_s}{I_{\ddot{u}}} \left(\ell^2 - \frac{\ell^2}{3} \right) \right\} \quad (5.2.7)$$

$$M_A = \frac{3F}{8h \left(2 + 3 \frac{\ell I_s}{h I_{\ddot{u}}} \right) \left[\left(2 + 3 \frac{\ell I_s}{h I_{\ddot{u}}} \right) \left(2 + 3 \frac{\ell I_s}{h I_A} \right) - 1 \right]} \cdot \left\{ \frac{I_s}{I_{\ddot{u}}} \left(\ell^2 - \frac{\ell^2}{3} \right) \left[\left(2 + 3 \frac{\ell I_s}{h I_{\ddot{u}}} \right) \left(2 + 3 \frac{\ell I_s}{h I_A} \right) - 1 \right] - \frac{I_s}{I_A} \left[\ell^2 - \frac{a(\ell-b)^2}{4b} - \frac{(b-a)^3}{3b} - \frac{a^3}{12b} - \frac{a(3b-2a)^2}{18b} \right] \left(2 + 3 \frac{\ell I_s}{h I_{\ddot{u}}} \right) \right\} \quad (5.2.8)$$

bulunur.[13]

$$\begin{aligned} \left(\frac{I_s}{I_A} \right)_{maks} &= \left(\frac{I_s}{I_{\ddot{u}}} \right)_{maks} = 0,1 \\ \left(\frac{\ell}{h} \right)_{maks} &= 0,5 \left(\frac{\ell \ddot{u}}{\ell} \right)_{maks} = 0,4 \\ \left(\frac{b}{\ell} \right)_{min} &= 0,75 \left(\frac{a}{\ell} \right)_{min} = 0,6 \end{aligned} \quad (5.2.9)$$

Sınır konstrüktif değeri için de

$$M_B = 0.0215 \frac{F \ell}{4} \quad (5.2.10)$$

$$M_A = 0.0230 \frac{F \ell}{4} \quad (5.2.11)$$

bulunur.[14]

Bu oranların daha uygun konstrüktif değerleri için köşe momentlerinin değeri daha da küçüktür. İki ucundan basit mesnetlenmiş bir kirişin benzer şekilde yüklenmesi halinde uçlardaki momentler sıfır olur. Çerçevenin de B ve B' noktalarındaki moment kesit tesirleri küçük bir hata ile yok kabul edilirse, çerçevenin hesabı Şekil 5.4' deki iki ucundan basit mesnetlenmiş kirişe indirgenmiş olur.

5.3 Tabla Plaka Mesnetlerinde Sehımlerin Hesaplanması

Çerçevenin hesabı Şekil 5.4' deki gibi iki ucundan basit mesnetlenmiş bir kirişin hesabına indirgendikten sonra bu kirişin levha biçimindeki öğeleri de ayrı ayrı kiriş şeklinde ele

alınabilir. Bu durumda bir alın sacının oluşturduğu kiriş, tablanın etkittiği yüklerle bu kirişe dik kirişlerin tepkilerinin etkisi altındadır (Şekil 5.5a). Benzer şekilde bir derinlik kirişi de (alın saclarına dik tabla desteği) tablanın bu kenara etkittiği yüklerin etkisi altındadır (Şekil 5.5b).

Buna göre şekilde verilen 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 numaralı noktaların eğilme momenti ve kesme kuvveti etkisi ile çökmeleri, 4 noktası referans alınarak şu şekilde hesaplanır:

$$w_1 = \frac{\psi}{720} \left[3,0000 \frac{\xi^3}{\lambda^4} + 93,6000 \frac{\xi \Phi_2^2}{\lambda^2} \right] \frac{F \ell^3}{EI_1} \quad (5.3.1)$$

$$w_2 = \frac{\psi}{720} \left[2,5941 \frac{\xi^3}{\lambda^4} + 79,7333 \frac{\xi \Phi_2^2}{\lambda^2} \right] \frac{F \ell^3}{EI_1} \quad (5.3.2)$$

$$w_3 = \frac{\psi}{720} \left[1,4938 \frac{\xi^3}{\lambda^4} + 45,0667 \frac{\xi \Phi_2^2}{\lambda^2} \right] \frac{F \ell^3}{EI_1} \quad (5.3.3)$$

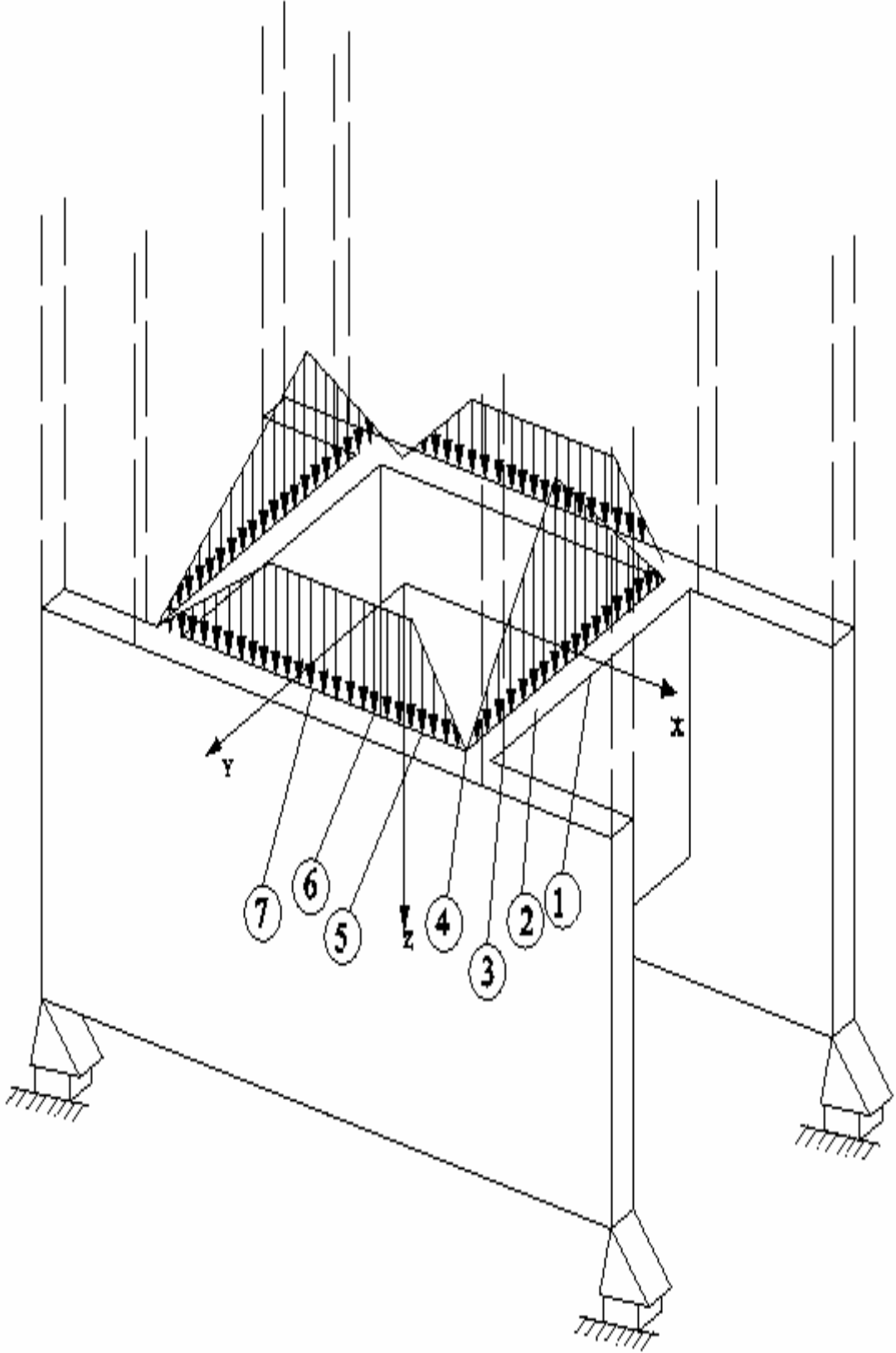
$$w_4 = 0 \quad (5.3.4)$$

$$w_5 = \left\{ \frac{1}{3732480\lambda^4} \cdot [19440\lambda^4 - 1616\lambda^5 \xi^3 - 9360\lambda^3 \xi^3 + 19440\lambda^4 \xi^3 - 720(3 - 2\xi)^3 \lambda^4 + 1620\lambda(\lambda - 1)^4 \xi^4 - 38880\lambda^4 \xi + 58320\lambda^4 \xi^2] + 0.065\Phi_2^2 \left[2\xi - \frac{\xi}{\lambda} - \frac{\xi\lambda}{27} \right] \right\} \frac{F \ell^3}{EI_1} \quad (5.3.5)$$

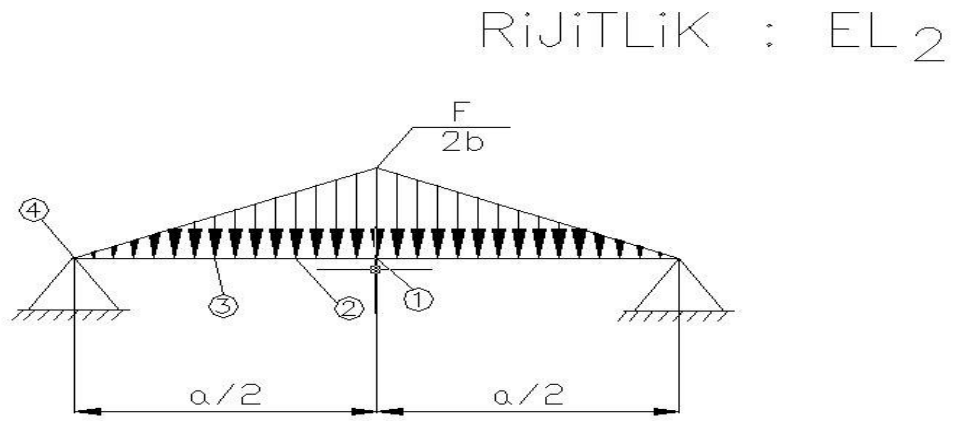
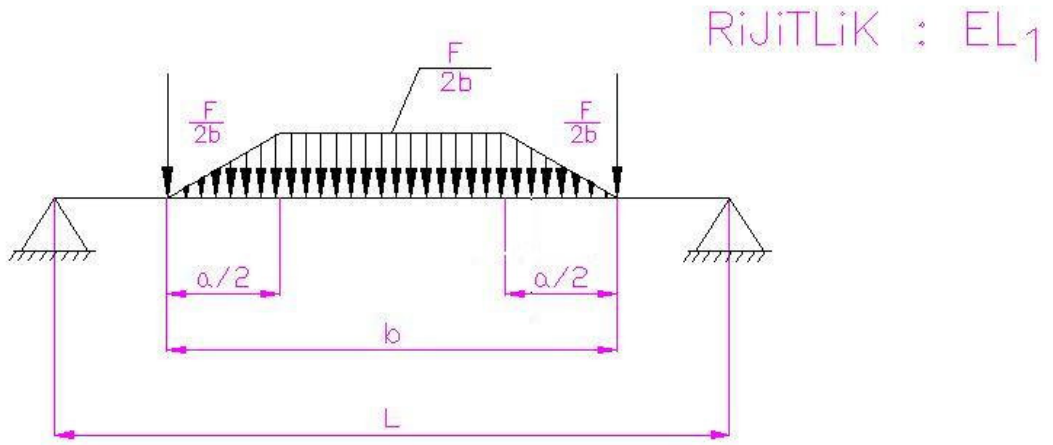
$$w_6 = \left(\frac{1}{207360\lambda^4} \cdot [-920\lambda^3 \xi^3 - 172,89\lambda^5 \xi^3 + 2160\xi\lambda^4 - 40(3 - \xi)^3 \lambda^4 + 1080\lambda^4(1 - \xi)^3 + 180\lambda\xi^3(\lambda - 1)^4] + 0.065\Phi_1^2 \left[4\xi - \frac{2\xi}{\lambda} - \frac{8}{27}\xi\lambda \right] \right) \frac{F \ell^3}{EI_1} \quad (5.3.6)$$

$$w_7 = \left(\frac{1}{3840\lambda^4} \cdot [-20\lambda^4 + 60\lambda^4 \xi - 20\xi^3 \lambda^3 - 4\xi^3 \lambda^5 + 20\lambda^4(1 - \xi)^3 + (\lambda - 1)^4 \xi^3(4\lambda + 1)] + 0.065\Phi_1^2 \left[6\xi - \frac{3\xi}{\lambda} - \xi\lambda + \frac{(\lambda - 1)^3 \xi}{\lambda^2} \right] \right) \frac{F \ell^3}{EI_1} \quad (5.3.7)$$

Bu ifadelerin çıkarılışı EK 1' de verilmiştir.



Şekil 5.4 İki uçundan basit mesnetlenmiş çerçeve tipi konstrüksiyon



Şekil 5.5 Tabla ve derinlik kirişlerinin yük altındaki durumu

5.4 Dikdörtgen Plakaların Sehımlerinin Sonlu Farklar Yöntemi ile Hesaplanması

Dikdörtgen plakaların sehımlerinin Sonlu Farklar ile hesaplanması için

$$\Delta x = \frac{b}{n} \quad \Delta y = \frac{a}{n} \quad (n \text{ birden büyük tamsayı})$$

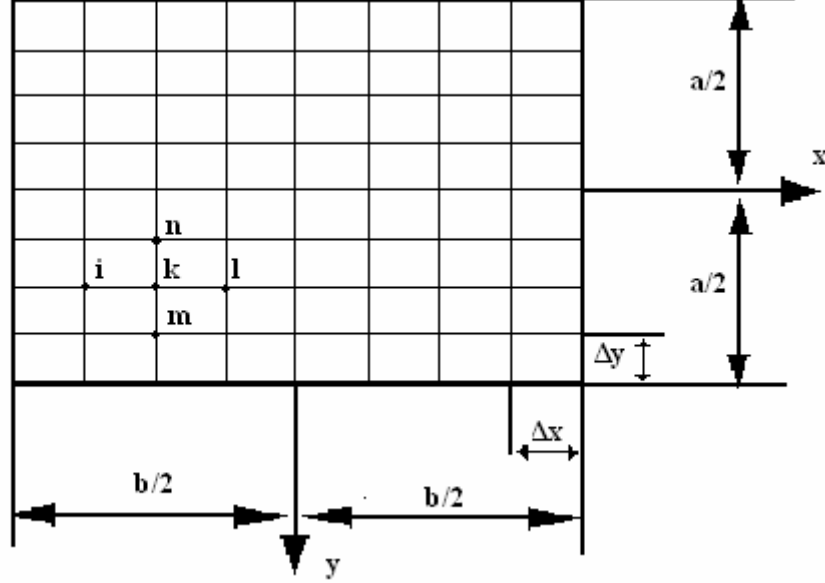
olmak üzere $(\Delta x) \times (\Delta y)$ boyutlarında dikdörtgenlere bölünmüş $b \times a$ boyutlarında ve

$\lambda = \frac{b}{a} = \frac{\Delta x}{\Delta y}$ dikdörtgenlik oranında bir plak ele alınsın. Ağın düğüm noktalarından bir k

noktası ile buna komşu 4 nokta Şekil 5.6' daki gibi tanımlansın. Bir $y=\text{sabit}$ kesitindeki düğüm noktalarından birinin yakın bir civarında momentler toplamı yaklaşık olarak

$$M = C_1x^2 + C_2x + C_3 \quad (5.4.1)$$

olsun [9].



Şekil 5.6 Sonlu farklar yönteminde noktaların tanımlanması [19].

O zaman k noktası civarındaki $2\Delta x$ bölgesi içinde

$$M = M_k + \left(\frac{M_\ell - M_i}{2\Delta x}\right)x + \left(\frac{M_\ell - 2M_k + M_i}{2\Delta x^2}\right)x^2 \quad (5.4.2)$$

ve k'nci noktadaki birinci ve ikinci türev ifadeleri ise

$$\left(\frac{\partial M}{\partial x}\right)_k = \frac{M_\ell - M_i}{2\Delta x} \quad (5.4.3)$$

$$\left(\frac{\partial^2 M}{\partial x^2}\right)_k = \frac{M_\ell - 2M_k + M_i}{\Delta x^2} \quad (5.4.4)$$

şeklindedir.

Aynı ifadeler $x = \text{sabit}$ kesiti içinde benzer şekildedir:

$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_k = \frac{M_n - M_m}{2\Delta y} \quad (5.4.5)$$

$$\left(\frac{\partial^2 M}{\partial y^2}\right)_k = \frac{M_n - 2M_k + M_m}{\Delta y^2} \quad (5.4.6)$$

(5.4.4) ve (5.4.6) ifadesiyle (4.3.4) denkleminde gidilirse

$$\frac{M_\ell - 2M_k + M_i}{\Delta x^2} + \frac{M_n - 2M_k + M_m}{\Delta y^2} = -q(xy) \quad (5.4.7)$$

ve $\Delta x = \lambda \Delta y$ konarak

$$2M_k(1 + \lambda^2) - (M_\ell + M_i) - \lambda^2(M_m + M_n) = q_k \lambda^2 \Delta y^2 = \lambda F_k \quad (5.4.8)$$

elde edilir.

Bu ifade yardımıyla bir k noktası ile civarındaki i, l, m ve n noktalarının M fonksiyonları arasındaki bir ilişki oluşturulması sağlanır. Burada (F_K), k noktasında plâğa dik olarak etkiyen kuvvettir.

Benzer şekilde bir y = sabit kesitindeki düğüm noktalarından birinde

$$w = D_1 x^2 + D_2 x + D_3 \quad (5.4.9)$$

Alınarak bu k noktası civarındaki $2\Delta x$ bölgesi içinde sehimin

$$w = w_k + \left(\frac{w_\ell - w_i}{2\Delta x}\right)x + \left(\frac{w_\ell - 2w_k + w_i}{2\Delta x^2}\right)x^2 \quad (5.4.10)$$

şeklinde olacağı gösterilebilir. Bu noktadaki birinci ikinci türev ifadeleri de

$$\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)_k = \frac{w_\ell - w_i}{2\Delta x} \quad (5.4.11)$$

$$\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\right)_k = \frac{w_\ell - 2w_k + w_i}{\Delta x^2} \quad (5.4.12)$$

dır.

Aynı ifadeler x=sabit kesidi için de benzer şekildedir:

$$\left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)_k = \frac{w_n - w_m}{2\Delta y} \quad (5.4.13)$$

$$\left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right)_k = \frac{w_n - 2w_k + w_m}{\Delta y^2} \quad (5.4.14)$$

(5.4.12) ve (5.4.14) ifadeleriyle (4.3.5) denkleminde gidilirse

$$\frac{w_\ell - 2w_k + w_i}{\Delta x^2} + \frac{w_n - 2w_k + w_m}{\Delta y^2} = -\frac{M_k}{D} \quad (5.4.15)$$

ve $\Delta x = \Delta y$ konarak

$$2w_k(1 + \lambda^2) - (w_\ell + w_i) - \lambda^2(w_m + w_n) = \lambda^2 \Delta y^2 \frac{M_k}{D} \quad (5.4.16)$$

elde edilir.[6]

Böylece eğer bir dikdörtgen plağın sınır koşulları yaklaşık olarak biliniyorsa, plağın iç noktalarındaki w sehimleri (5.4.8) ve (5.4.16)' da verilen iki denklem takımının çözümüyle yaklaşık olarak elde edilir. Dikdörtgen plağın eleman ağına bölünmesinde, bölümlenimin artırılmasıyla, başka bir deyişle elemanların gittikçe daha çok sayıda ve küçük seçilmesiyle sonuç, diferansiyel denklemin gerçek çözümüne yaklaşır. Yöntem çok güçlü bir yakınsaklığa sahiptir. Bu nedenle plağı 81 nokta ile ifade etmek % 2.3' den daha az bir hata ile sonuç verir.

5.5 Pres Tablası Sehimlerinin Sonlu Farklar Yöntemi ile Hesaplanması

Pres tablasında kenar sehimleri, tablanın serbestçe oturduğu elastik kirişlerin sehimlerine eşit olduğuna ve bunlar yaklaşık olarak bilindiğın göre pres tablasının çeşitli noktalarına ait sehimler Sonlu Farklar Yöntemi ile hesaplanabilir. Bir önceki bölümde verilen yöntemin ifadeleri ince plak kabulüne göre elde edilmiştir. Bir plağın ince plak teorisiyle doğru olarak hesaplanabilmesi için t / b oranının 0,1' den küçük olması gerekir. Bu oranın 0,1' den büyük değerleri için doğru sonuç ancak kesin teori (kalın plak teorisi) ile elde edilebilir.

Her ne kadar pres tabla plakalarında t / b oranı bazı pres güçlerinde 0,1' in altına inmekteyse de bir bölümünde 0,1' in üzerinde olduğundan ince plak teorisi özellikle yükün etkidiğı bölge civarında hatalı sonuçlar verir. Bu amaçla HOLL yükün etkidiğı noktada yazılan Sonlu Farklar denklemlerini, plağın alt yüzeyindeki en büyük gerilmelerin kalın plak teorisindeki değerleri verecek şekilde düzenlemiştir [26].

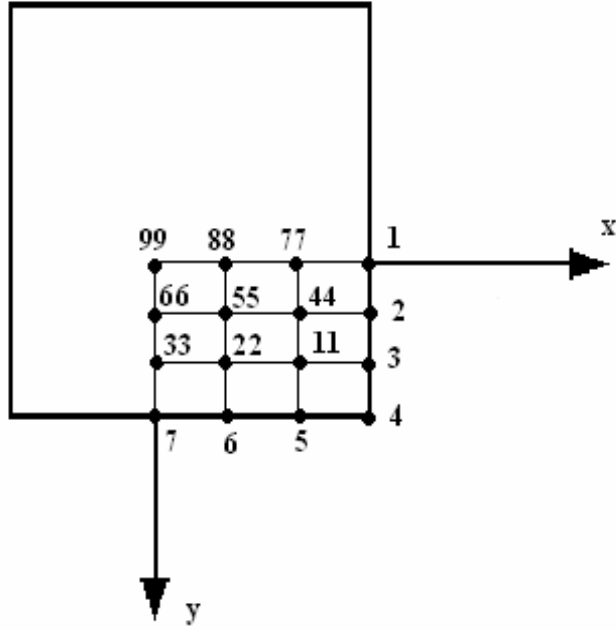
Pres tabla plakasında iç noktaların sehimlerini bu yolla hesaplayabilmek için pres tablası 36 dikdörtgen elemana bölünmüştür. Bununla birlikte istenilen sonuca varmak için simetriden yararlanılarak tabla plakasının dörtte birinin incelenmesi yeterlidir (Şekil 5.7).

Bu amaçla 11' den 99' a kadar numaralandırılmış dokuz nokta için (5.4.8)' de verilen

$$2(1+\lambda^2)M_k - (M_i + M_l) - \lambda^2(M_m + M_n) = \lambda^2 q_k \Delta y^2$$

denklemini, kenar noktaları için moment toplamları sıfır olmak üzere yazılarak 9 bilinmeyenli 9 denklem elde edilmiştir.

$$\begin{aligned} 2(1+\lambda^2)M_1 - M_2 - \lambda^2 M_4 &= \lambda F_{11} \\ -M_1 + 2(1+\lambda^2)M_2 - M_3 - \lambda^2 M_5 &= \lambda F_{22} \\ -2M_2 + 2(1+\lambda^2)M_3 - \lambda^2 M_6 &= \lambda F_{33} \\ -\lambda^2 M_1 + 2(1+\lambda^2)M_4 - M_5 - \lambda^2 M_7 &= \lambda F_{44} \\ -\lambda^2 M_2 - M_4 + 2(1+\lambda^2)M_5 - M_6 - \lambda^2 M_8 &= \lambda F_{55} \\ -\lambda^2 M_3 - 2M_5 + 2(1+\lambda^2)M_6 - \lambda^2 M_9 &= \lambda F_{66} \\ -2\lambda^2 M_4 + 2(1+\lambda^2)M_7 - M_8 &= \lambda F_{77} \\ -2\lambda^2 M_5 - M_7 + 2(1+\lambda^2)M_8 - M_9 &= \lambda F_{88} \\ -2\lambda^2 M_6 - 2M_8 + 2(1+\lambda^2)M_9 &= \lambda F_{99} \end{aligned} \quad (5.5.1)$$



Şekil 5.7 Tabla plakasının dokuz noktasının tanımlanması

Bu denklemlerin sağ tarafındaki düğüm noktası kuvvetleri ilk sekiz nokta için sıfır, orta noktada birim kuvvette yüklenmek üzere $F_{99} = F = 1$ alınarak çözülen moment toplamları (5.4.16)' da verilen

$$2w_k(1 + \lambda^2) - (w_\ell + w_i) - \lambda^2(w_m + w_n) = \lambda^2 \Delta y^2 \frac{M_k}{D} = \frac{\xi^3 \gamma}{36} M_k \frac{\ell^3}{EI_1}$$

denklem takımının sağ tarafına konur.

Bu denklem 9 iç nokta için yazılarak ve kenar noktalarının w sehimlerinin Bölüm 5.3' de hesaplanan yaklaşık değerleri denklemlerin sağ tarafına geçirilerek

$$\begin{aligned} 2(1 + \lambda^2)w_{11} - w_{22} - \lambda^2 w_{44} &= w_3 + \lambda^2 w_5 + \frac{\xi^3 \gamma}{36} M_1 \\ -w_{11} + 2(1 + \lambda^2)w_{22} - w_{33} - \lambda^2 w_{55} &= \lambda^2 w_6 + \frac{\xi^3 \gamma}{36} M_2 \\ -2w_{22} + 2(1 + \lambda^2)w_{33} - \lambda^2 w_{66} &= \lambda^2 w_7 + \frac{\xi^3 \gamma}{36} M_3 \\ -\lambda^2 w_{11} + 2(1 + \lambda^2)w_{44} - w_{55} - \lambda^2 w_{77} &= w_2 + \frac{\xi^3 \gamma}{36} M_4 \\ -\lambda^2 w_{22} - w_{44} + 2(1 + \lambda^2)w_{55} - w_{66} - \lambda^2 w_{88} &= \frac{\xi^3 \gamma}{36} M_5 \\ -\lambda^2 w_{33} - 2w_{55} + 2(1 + \lambda^2)w_{66} - \lambda^2 w_{99} &= \frac{\xi^3 \gamma}{36} M_6 \\ -2\lambda^2 w_{44} + 2(1 + \lambda^2)w_{77} - w_{88} &= w_1 + \frac{\xi^3 \gamma}{36} M_7 \\ -2\lambda^2 w_{55} - w_{77} + 2(1 + \lambda^2)w_{88} - w_{99} &= \frac{\xi^3 \gamma}{36} M_8 \\ -2\lambda^2 w_{66} - 2w_{88} + 2(1 + \lambda^2)w_{99} &= (1,2) \cdot \frac{\xi^3 \gamma}{36} M_9 \end{aligned} \quad (5.5.2)$$

şeklinde elde edilir.

(5.5.2) denklem takımındaki sonucu denklemin sağ tarafındaki 1,2 katsayısı Holl' un, çözümleri kesin teoriye uyarlayabilmek için $\nu = 0,3$ $t / b > 0,1$ için verdiği yaklaşık katsayıdır [26].

Rijitlik oranı

$$\gamma = \frac{EI_1}{bD}$$

Genişlik oranı	$\xi = \frac{b}{\ell}$
Dikdörtgenlik oranı	$\lambda = \frac{b}{a}$
Tabla kirişleri rijitlik oranı	$\psi = \frac{EI_1}{EI_2}$
Alın sacı eylemsizlik oranı	$\Phi_1 = \sqrt{I_1 / A_1} / \ell$
Alın sacı dik kirişlerin eylemsizlik oranı	$\Phi_2 = \sqrt{I_2 / A_2} / \ell$

Olmak üzere yukarıda verilen denklem takımları, birim kuvvet, boy ve rijitlik için, parametrelerin aşağıdaki şu değerleri için elde edilmiştir.

$$\begin{aligned} \gamma &= 0,25 \text{ _ } 0,50 \text{ _ } 1 \text{ _ } 2 \text{ _ } 3 \text{ _ } 5 \text{ _ } 10 \text{ _ } 30 \text{ _ } 60 \text{ _ } 100 \\ \xi &= 0,6 \text{ _ } 0,7 \text{ _ } 0,8 \text{ _ } 0,9 \\ \lambda &= 1,0 \text{ _ } 1,1 \text{ _ } 1,2 \text{ _ } 1,3 \text{ _ } 1,4 \text{ _ } 1,5 \\ \psi &= 2 \text{ _ } 4 \text{ _ } 6 \text{ _ } 8 \\ \Phi_1 &= 0,10 \text{ _ } 0,20 \text{ _ } 0,30 \\ \Phi_2 &= 0,05 \text{ _ } 0,10 \text{ _ } 0,15 \end{aligned}$$

Parametre sayısının fazla olması nedeniyle sonuçlara etkileri çok az olan bazı parametrelerin uygun sabit konstrüktif değerlerde seçilmesi yoluna gidilmiştir. Böylece;

$$\psi = 8, \quad \Phi_1 = 0,2, \quad \Phi_2 = 0,1 \text{ alınmıştır.}$$

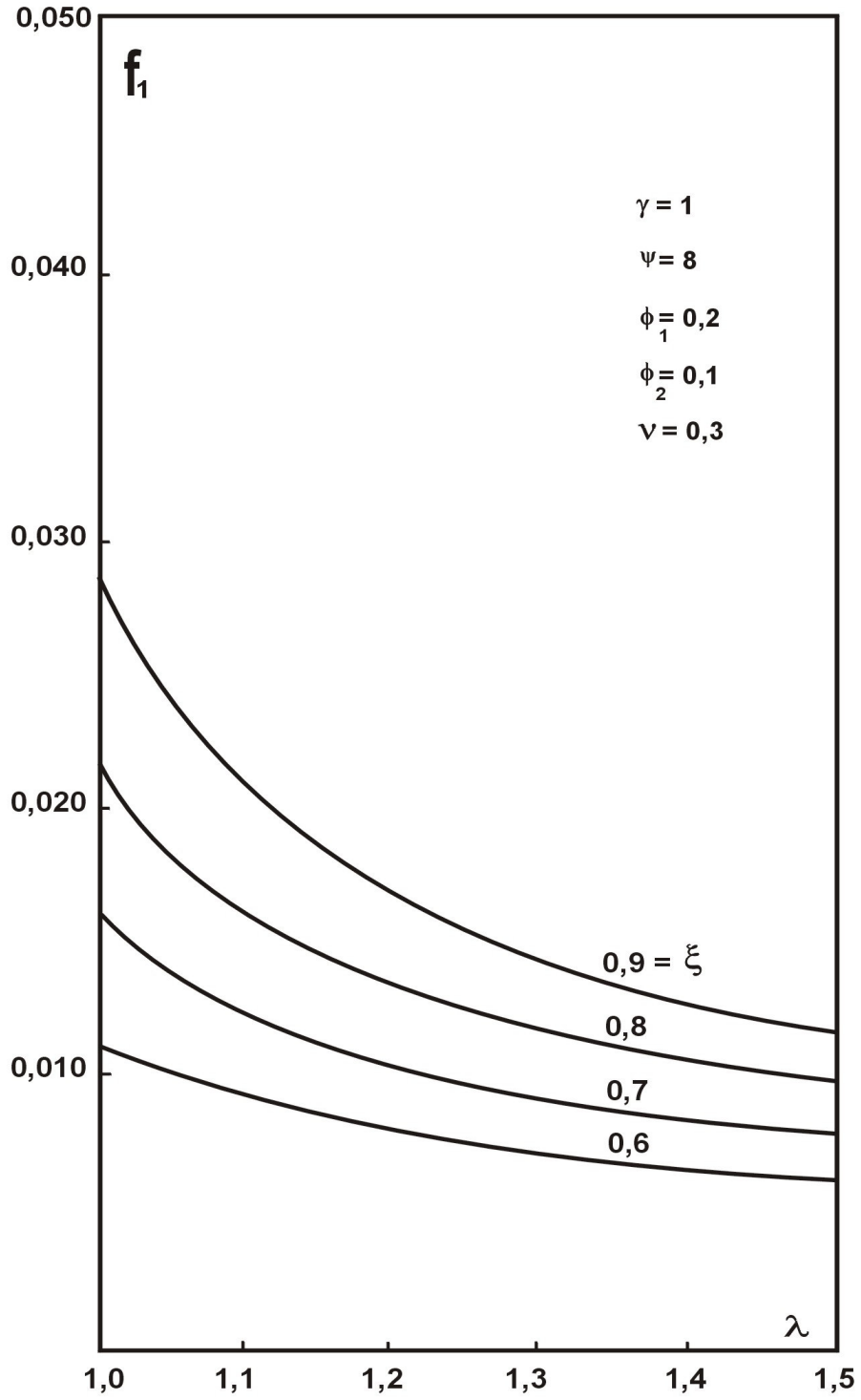
Bu değerler pres tablasının alın kirişine dik kirişlerinin yüksekliğinin, alın kirişi yüksekliğinin yarısı kadar, kalınlığının ise aynı alındığını göstermektedir. Bu oranlar imalatçılarca da uygun görülmüştür.

Sehimlerin sayısal değerinden de anlaşılacağı gibi en büyük çökme 99 noktasında, yani tablanın ortasında meydana çıkar. Bu halde

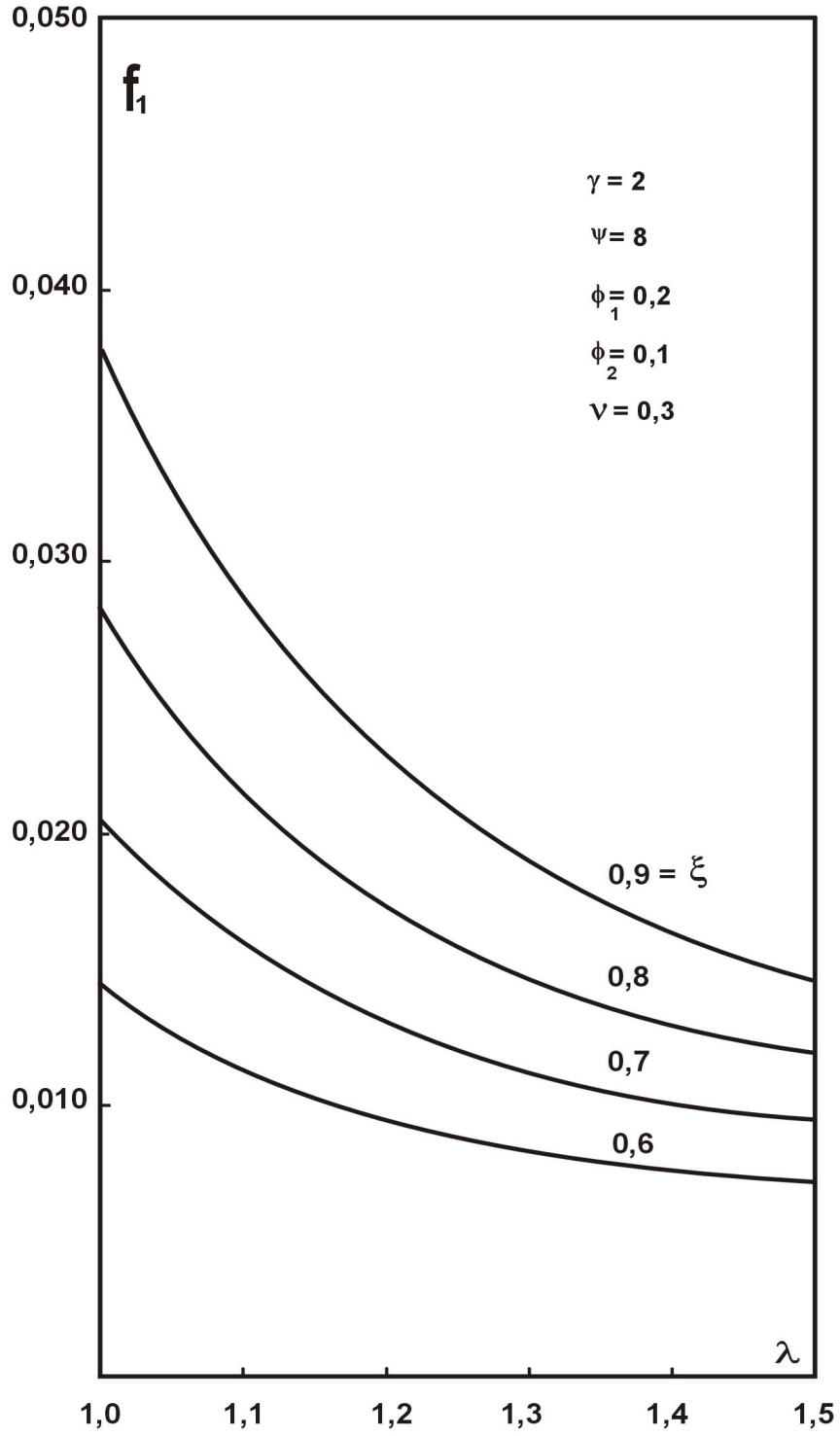
$$w_{99} = f_1(\lambda, \xi, \gamma) \cdot \frac{F \ell^3}{EI_1} \quad (5.5.3)$$

şeklindedir.

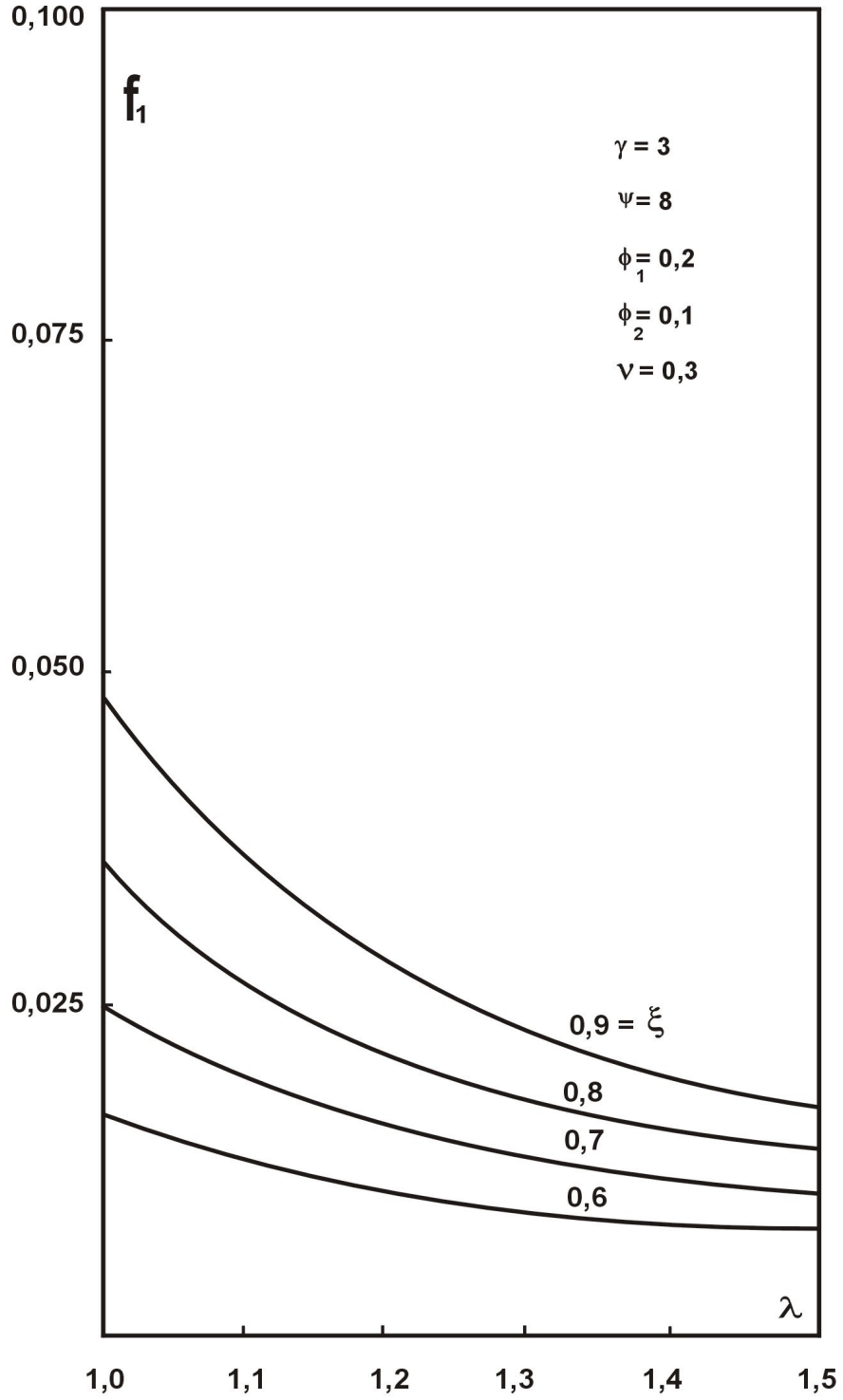
f_1 sayısal değerlerine bakıldığında w_{99} sehiminin λ arttıkça azaldığı ξ ve γ arttıkça arttığı görülmektedir. (Şekil 5.8 5.15)



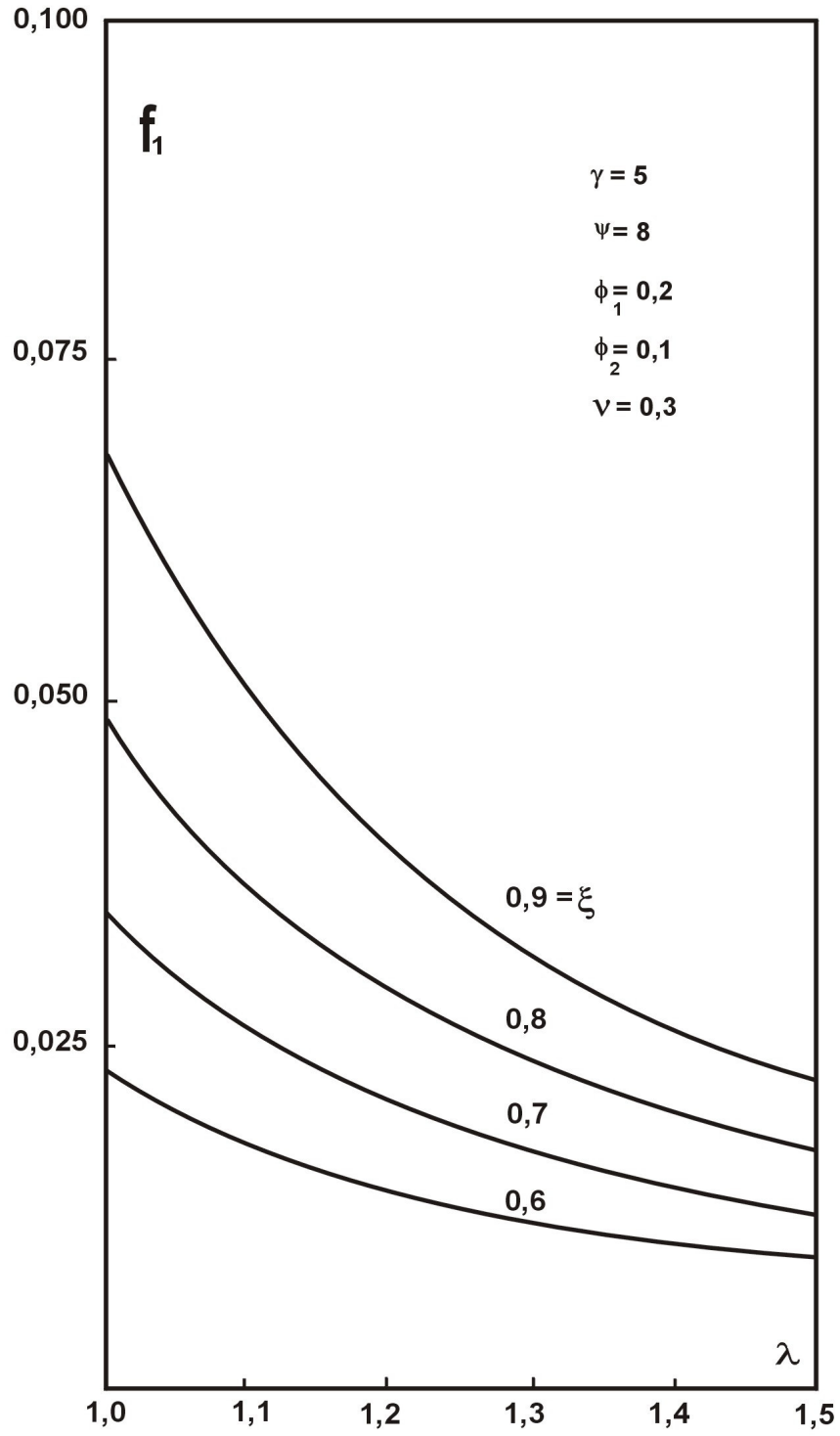
Şekil 5.8 Maksimum sehim değerinin genişlik, dikdörtgenlik ve rijitlik oranına göre değişimi



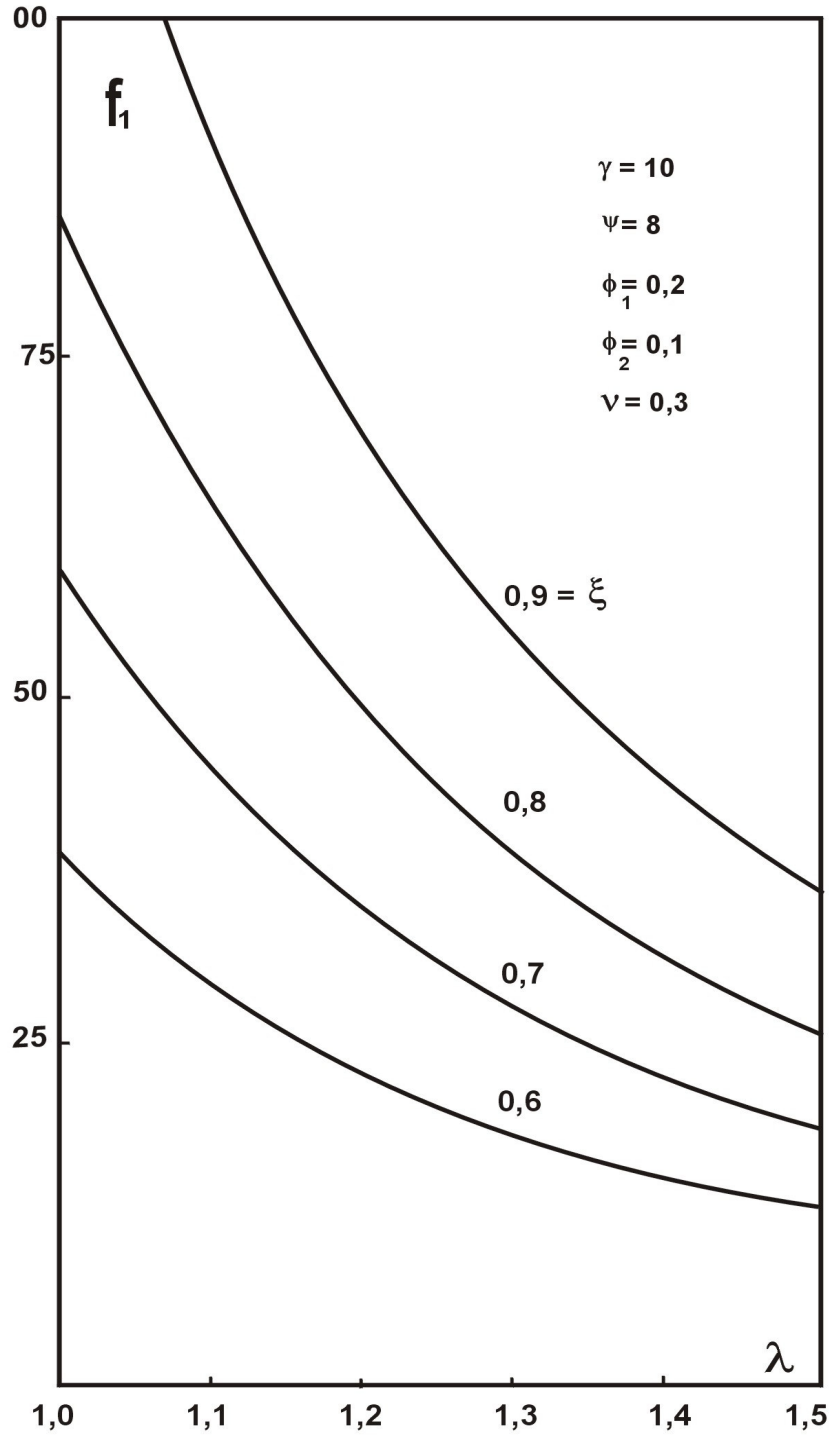
Şekil 5.9 Maksimum sehim değerinin genişlik, dikdörtgenlik ve rijitlik oranına göre değişimi



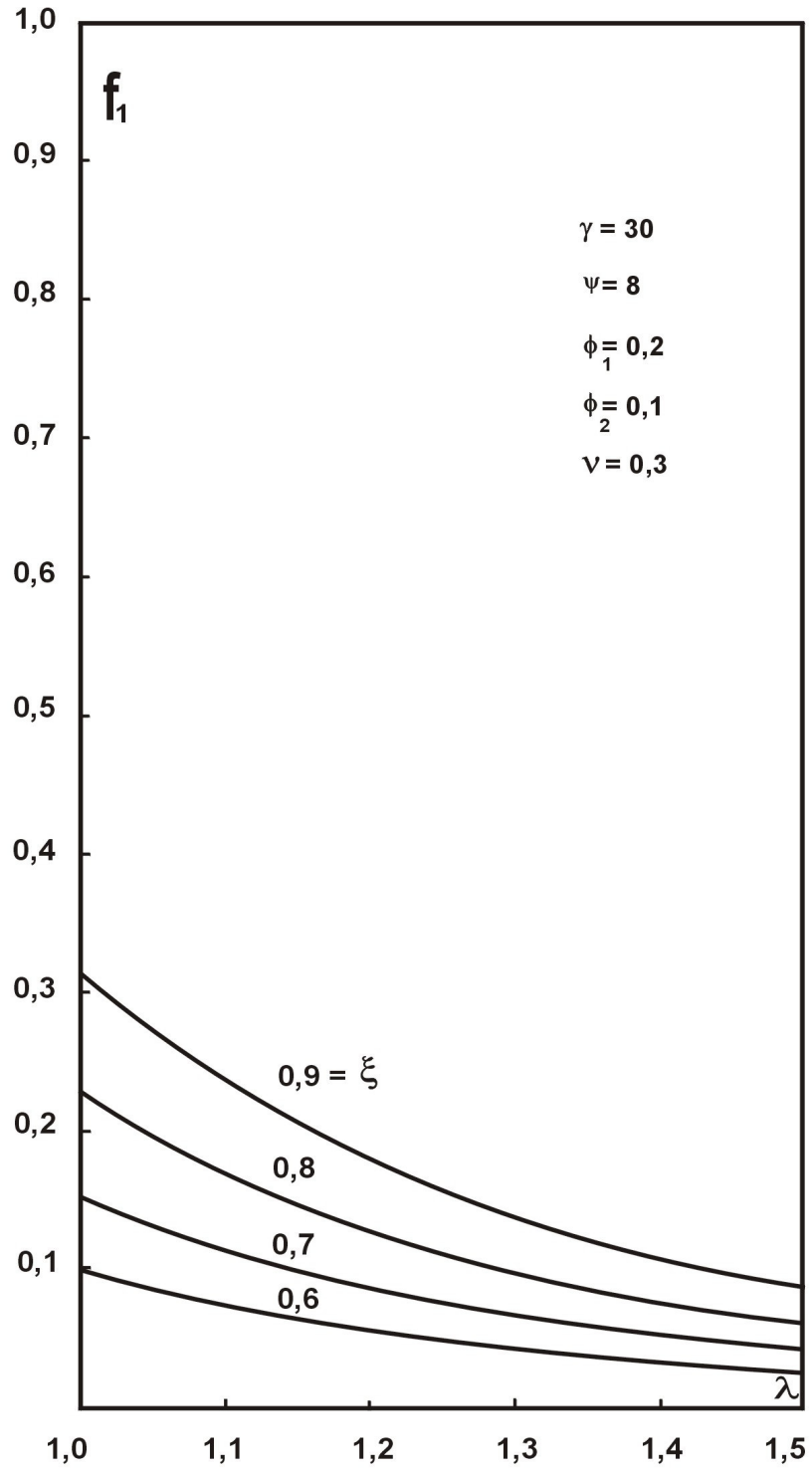
Şekil 5.10 Maksimum sehım değerinin genişlik, dikdörtgenlik, rijitlik oranına göre değişimi



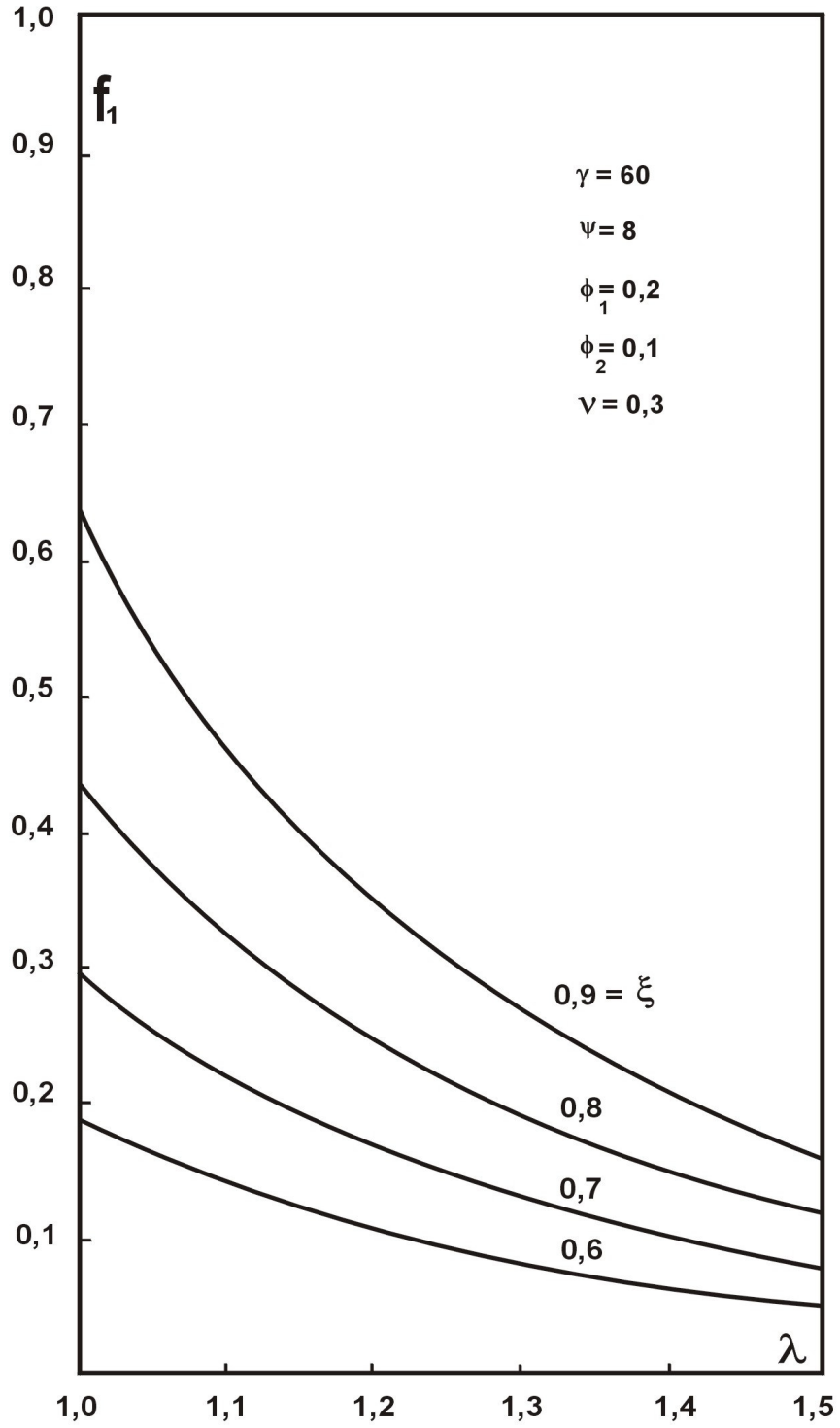
Şekil 5.11 Maksimum sehım değerının genişlik, dikdörtgenlik, rijitlik oranına göre değişimi



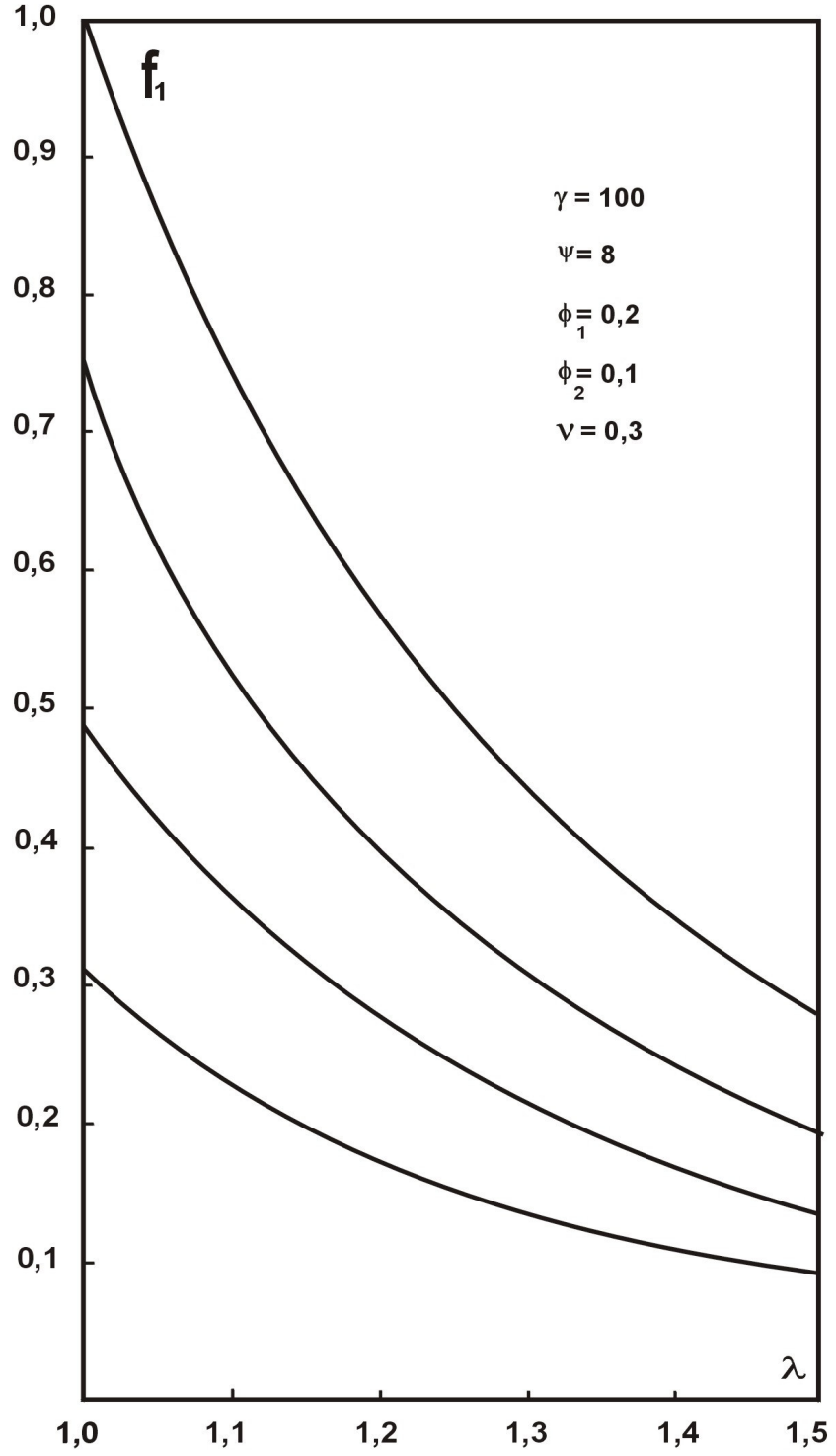
Şekil 5.12 Maksimum sehım değerinin genişlik, dikdörtgenlik, rijitlik oranına göre değişimi



Şekil 5.13 Maksimum sehim değerinin genişlik, dikdörtgenlik, rijitlik oranına göre değişimi



Şekil 5.14 Maksimum sehim değerinin genişlik, dikdörtgenlik, rijitlik oranına göre değişimi



Şekil 5.15 Maksimum sehım değerinin genişlik, dikdörtgenlik, rijitlik oranına göre değişimi

BÖLÜM 6

GÖVDE VE TABLA BOYUTLANDIRMA FORMÜL VE TABLOLARININ ELDE EDİLMESİ

6.1 Toplam Sehimin Tabla ve Alt Kiriş Arasında Paylaştırılması

Toplam sehim, izin verilen en büyük sehim belirleyen kritere eşitleyerek boyutlandırmaya gitmek mümkündür. Bu boyutlandırma kriteriyle verilen ölçülebilir toplam sehim, pres gövdelerinde tabla plakasının köşe noktası referans alınarak elde edilecek sehim olmalıdır. Ülkemize özgü pres gövdelerinde tabla plakası gövdeye kaynaklı olmadığından bu kriterin hem tablanın hem de gövdenin boyutlandırılmasında kullanılması gerekmektedir. Bu amaçla kriterle sınırlanan en büyük sehim gövde ve tabla plakası arasında paylaştırılmalıdır. Bunun için en uygun paylaşırma, kriterle sınırlanan sehimin

$$\Omega = \frac{w_{99} - w_7}{w_{99}} \quad (6.1.1)$$

miktarının tabla plakasından, geri kalanının is gövde alt kirişinden geldiğinin kabul edilmesidir.[21]

6.2 Tabla Plakasının Boyutlandırılması

Merkezden tekil yükleme halinde tabla plakasının orta noktasının sehim w_{99} (6.2.1)' te bulunmuştur. Aynı yüklemde sehimin tabla plakasından gelen kısmı Ω ' da (6.1.1)' de ifade edilmiştir. Bunlardan yararlanarak tabla plakasını boyutlandırmak mümkündür. Tabla plakasının a ve b kenar uzunlukları genellikle alıcı tarafından belirlenir. İmalatçı tarafından hesaplanması gereken büyüklük t plaka kalınlığıdır.

O halde

$$w_{99} = f_1(\lambda, \xi, \gamma) \frac{F \ell^3}{EI_1} = f_1(\lambda, \xi, \gamma) \frac{F \ell^3}{\gamma b D} \quad [\text{mm}] \quad (6.2.1)$$

$$w_7 = f_2(\lambda, \xi) \frac{F \ell^3}{EI_1} = f_2(\lambda, \xi) \frac{F \ell^3}{\gamma b D} \quad [\text{mm}] \quad (6.2.2)$$

$$\Omega = \frac{f_1 - f_2}{f_1} = f_3(\lambda, \xi, \gamma) \quad (6.2.3)$$

$$D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \quad [\text{kgmm}] \quad (6.2.4)$$

olmak üzere

$$w_{99} - w_7 = \Omega w_{maks} = \Omega(1,5 \cdot 10^{-4} b) \quad [\text{mm}] \quad (6.2.5)$$

şeklinde yazılabilir. Buradan

$$\begin{aligned} t &= 41,75 \left(\frac{f_1}{\xi^2 \gamma} \right)^{1/3} \left(\frac{Fb}{E} \right)^{1/3} \\ &= \alpha \left(\frac{Fb}{E} \right)^{1/3} \quad [\text{mm}] \end{aligned} \quad (6.2.6)$$

(6.2.6)' da da görüleceği gibi t tabla plakası kalınlığı F ve b' nin küp kökü ile artmakta, malzemenin elastiklik modülü olan E' nin küp kökü ile azalmaktadır. A' nın sayısal değerleri incelendiğinde ise t tabla plakası kalınlığının ξ' nin artırılmasıyla azalan hızı arttığı, λ ve γ' nin artırılmasıyla azalan hızla azaldığı görülmektedir (Çizelge 6.2 6.7).

6.3 Pres Alt Kirişinin Boyutlandırılması

Pres alt kirişlerinin boyutlandırılması için kriterin tabla plakasının boyutlandırılmasında kullanılan bölümü dışında kalan kısmı yani (1- Ω) miktarı kullanılabilir.

Buna göre

$$w_7 = f_2(\lambda, \xi) \frac{F \ell^3}{EI_1} \quad [\text{mm}] \quad (6.3.1)$$

$$1 - \Omega = 1 - f_3(\lambda, \xi, \gamma) \quad (6.3.2)$$

olmak üzere

$$w_7 = (1 - \Omega) w_{maks} = (1 - \Omega)(1,5 \cdot 10^{-4} b) \quad [\text{mm}] \quad (6.3.3)$$

şeklinde yazılabilir. Bu halde

$$I_1 = \frac{f_2}{1-f_3} \cdot \frac{10^4}{1,5\xi^3} \cdot \frac{Fb^2}{E} \quad [\text{mm}^4] \quad (6.3.4)$$

şeklindedir. Alt kiriş genellikle bir sac levhadan oluştuğuna göre dikdörtgen kesitlidir. O halde

$$I_1 = \frac{h_{alt}^3 s}{12} \quad [\text{mm}^4] \quad (6.3.5)$$

alınarak alın sacı kalınlığı

$$s = \frac{8 \cdot 10^4 f_1}{\xi^3 h_{alt}^3} \cdot \frac{Fb^2}{E} \quad [\text{mm}] \quad (6.3.6)$$

şeklinde elde edilir.

Görüldüğü gibi a sac kalınlığı h_{alt} alt kiriş yüksekliğine de bağlıdır. Bu yükseklik ülkemizde genellikle ergonomik bir yükseklik sayılan 800 1200 mm arasında seçilmekle beraber hesaplarda bağımsız bir büyüklük değildir. Bu yükseklik daha önce sabit tutulması uygun görülmüş Φ_1 oranından elde edilebilir.

$$\Phi_1 = \frac{\sqrt{I_1 / A_1}}{I} = \sqrt{\frac{h_{alt}^2}{12}} / \ell = 0,2 \quad (6.3.7)$$

$$h_{alt} = 0,69 \frac{b}{\xi} \quad [\text{mm}] \quad (5.3.8)$$

olarak b ve ξ cinsinden bellidir. O halde

$$\begin{aligned} s &= 24 \cdot 10^4 f_1 \frac{F}{Eb} \\ &= \beta \left(\frac{F}{Eb} \right) \quad [\text{mm}] \end{aligned} \quad (6.3.9)$$

şeklindedir.

S gövde alın sacı kalınlığının F ile doğru orantılı, malzemenin elastik modülü E ve pres tabla genişliği b ile ters orantılı olduğu görülmektedir. β ' nın sayısal değerlerine bakıldığında s kalınlığının ξ ' nin artması ile artan hızla azaldığı, λ ' nin artması ile azalan hızla azaldığı, γ ' nin artması ile azalan hızla arttığı görülmektedir (Çizelge 6.2 6.7).

6.4 Rijitlik Oranının Belirlenmesi

Elde edilen bu t ve s denklemleri bu şekilleriyle kullanışlı değildir. (6.2.6)' de α katsayısı ve (6.3.9)' de β katsayısı γ ' nın bir fonksiyonudur. Bu parametrenin önceden seçilmesi hesaplanmak istenen t ve s büyüklüklerinden birinin biliniyor olması anlamına gelir. Bunun için kullanılan parametrelere bağlı olarak optimum bir γ değerinin bulunması gerekir. Bu γ değeri için en uygun seçim toplam malzeme miktarını minimum yapan γ_{opt} değeridir.

$$\text{Öyleyse tabla hacmi} \cong \frac{b^2 t}{\lambda} \quad [\text{mm}^3]$$

$$\text{gövde alın saclarının hacmi} \cong \frac{2b^2}{\xi^2} (2 - 0,6\xi)s \quad [\text{mm}^3]$$

olmak üzere

$$b^2 \left[\frac{2}{\xi^2} (2 - 0,6\xi)s + \frac{t}{\lambda} \right] = \text{minimum} \quad (6.4.1)$$

olmalıdır.

Bu ifadeden elde edilecek γ_{opt} değerleri λ , ξ , f_1 , F , b ve E ' nin bir fonksiyonudur, yani her özel pres için bir γ_{opt} mevcuttur. Parametrelerin irdelenen değerleri ve

$$F = 15 \text{ ton} \dots 500 \text{ ton}$$

$$b = 600 \text{ mm} \dots 1500 \text{ mm}$$

$$E = 2,1.10^4 \text{ kg/mm}^2$$

değerleri için γ_{opt} değerlerinin sıfıra çok yakın olduğu, bu değerlerin gerçekleştirilebilir konstrüktif sınırlar dışında kaldığı sayısal değerlendirmeler sonucu görülmüştür. Yani γ_{opt} değerinde gövde alın sac kalınlığı burkulacak kadar incelmekte, gerilmeler emniyet değerini aşmaktadır. Bunun yerine γ için daha gerçekçi değerler kullanılmalıdır. Daha gerçekçi bir γ oranın alt sınırını uygulamada gövde konstrüksiyonlarında kullanılan en ince sac kalınlığı, üst sınırını ise malzeme kullanımının olağanüstü arttığı sac kalınlığı belirlemelidir. Bu amaçla 15 ton ile 500 ton güç aralığındaki $b = 1000 \text{ mm}$ tabla genişliğine sahip bütün presler için t tabla plakası kalınlığı ve s gövde alın sacı kalınlığı hesaplanmıştır. Yukarıda önerilen sınırlar arasında kalan kalınlıklara karşılık gelen γ değerleri Çizelge 6.1 ' deki gibi saptanmıştır.

Çizelge 6.1 Pres kapasitesi ve karşılık gelen rijitlik oranı

1. Grup	0 – 40 ton $\gamma=30$
2. Grup	40 ton – 75 ton 10
3. Grup	75 ton – 100 ton 5
4. Grup	100 ton – 125 ton 3
5. Grup	125 ton – 225 ton 2
6. Grup	225 ton – 1000 ton 1

Çizelge 6.1’ de de görüldüğü gibi 1000 tona kadar olan pres güçleri 6 guruba ayrılmış ve her grup için en uygun γ değeri verilmiştir. Buna göre her grup için α katsayıları bu grup için verilmiş γ değerleri kullanılarak hesaplanmıştır. Yalnız, bu formüllerin kullanılması sırasında unutulmaması gereken nokta γ değerlerinin $b = 1000$ mm tabla genişliği için önerildiğidir. $b < 1000$ m değerleri için γ önerilen değerden daha büyük, $b > 1000$ mm değerleri için γ önerilen değerlerden daha küçük alınmalıdır.

6.5 Gövde ve Tabla Boyutlandırma Tablolarının Oluşturulması

Pres tabla kalınlığı
$$t = \alpha \left(\frac{Fb}{E} \right)^{1/3} \text{ mm}$$

gövde alın sacı kalınlığı
$$s = \beta \left(\frac{F}{Eb} \right) \text{ mm}$$

formüllerinden $\alpha(\lambda, \xi, \gamma, f_1)$ ve $\beta(\lambda, \xi, \gamma, f_1)$ katsayılarının parametrik ifadelerini eğri düşürme yöntemiyle elde etmek olanaklı ise de bu halleriyle pek kullanışlı değildir. Onun için bilgisayarla hesaplanmış sayısal değerleri tablo haline getirmek daha uygundur. 6 grup pres için α ve β boyutsuz katsayıları tabloları Çizelge 6.2 ... 6.7’ de verilmiştir.

Bu tablolar yardımıyla t ve s kalınlıklarını belirleyebilmek için F , b ve E büyüklüklerini de kullanmak gerekmektedir. t ve s kalınlıklarını kolaylıkla belirleyebilmek için $\left(\frac{Fb}{E} \right)^{1/3}$ ve

$\left(\frac{F}{Eb} \right)$ büyüklükleri de çeşitli pres güçleri ve b genişlikleri için çizelgeleştirilmiştir (Çizelge

6.8 ve 6.9). Tabloların kullanılması sırasında s alın sacı kalınlığının aşırı çıkması halinde

daha küçük γ oranına sahip yani daha yüksek güçlü pres gruplarının tablolarına geçmek gerekir. Bunun tersi de geçerlidir.

Çizelge 6.2 1. grup pres için α ve β katsayısı tabloları

$$1. \text{ GRUP (0 – 40 ton) } \quad \gamma = \frac{EI_1}{bD} = 30$$

Dikdörtgenlik oranı (λ)	Genişlik oranı (ξ)	α	B
1,0	0,6	8,71	23520
	0,7	9,13	36840
	0,8	9,51	54456
	0,9	9,87	77016
1,1	0,6	7,92	17736
	0,7	8,29	27648
	0,8	8,63	40752
	0,9	8,95	57528
1,2	0,6	7,26	13656
	0,7	7,59	21168
	0,8	7,89	31104
	0,9	8,17	43776
1,3	0,6	6,7	10728
	0,7	6,99	16536
	0,8	7,25	24168
	0,9	7,51	33888
1,4	0,6	6,24	8640
	0,7	6,48	13176
	0,8	6,71	19152
	0,9	6,93	26712
1,5	0,6	5,84	7080
	0,7	6,04	10704
	0,8	6,25	15432
	0,9	6,44	21432

Çizelge 6.3 2. grup pres için α ve β katsayısı tabloları

$$2. \text{ GRUP (40 - 75 ton) } \quad \gamma = \frac{EI_1}{bD} = 10$$

Dikdörtgenlik oranı (λ)	Genişlik oranı (ξ)	α	B
1,0	0,6	9,17	9168
	0,7	9,54	14016
	0,8	9,89	20400
	0,9	10,22	28536
1,1	0,6	8,39	7008
	0,7	8,70	10632
	0,8	8,99	15336
	0,9	9,28	21336
1,2	0,6	7,76	5544
	0,7	8,00	8304
	0,8	8,26	11880
	0,9	8,50	16392
1,3	0,6	7,24	4512
	0,7	7,44	6672
	0,8	7,65	9432
	0,9	7,85	12912
1,4	0,6	6,85	3816
	0,7	7,00	5520
	0,8	7,15	7704
	0,9	7,31	10440
1,5	0,6	6,52	3288
	0,7	6,63	4704
	0,8	6,74	6456
	0,9	6,86	8640

Çizelge 6.4 3. grup pres için α ve β katsayısı tabloları3. GRUP (75 – 100 ton) $\gamma = \frac{EI_1}{bD} = 5$

Dikdörtgenlik oranı (λ)	Genişlik oranı (ξ)	α	B
1,0	0,6	9,79	5568
	0,7	10,10	8328
	0,8	10,41	11904
	0,9	10,71	16416
1,1	0,6	8,99	4320
	0,7	9,23	6360
	0,8	9,48	9000
	0,9	9,73	12288
1,2	0,6	8,39	3504
	0,7	8,56	5064
	0,8	8,74	7056
	0,9	8,94	9552
1,3	0,6	7,94	2976
	0,7	8,04	4200
	0,8	8,17	5760
	0,9	8,31	7656
1,4	0,6	7,59	2592
	0,7	7,64	3600
	0,8	7,72	4848
	0,9	7,81	6330
1,5	0,6	7,34	2352
	0,7	7,34	3192
	0,8	7,37	4224
	0,9	7,42	5448

Çizelge 6.5 4. grup pres için α ve β katsayısı tabloları

$$4. \text{ GRUP (100- 125 ton) } \gamma = \frac{EI_1}{bD} = 3$$

Dikdörtgenlik oranı (λ)	Genişlik oranı (ξ)	α	B
1,0	0,6	10,50	4128
	0,7	10,77	6048
	0,8	11,03	8496
	0,9	11,30	12568
1,1	0,6	9,71	3264
	0,7	9,87	4656
	0,8	10,06	6456
	0,9	10,26	8664
1,2	0,6	9,10	2688
	0,7	9,21	3792
	0,8	9,33	5136
	0,9	9,46	6792
1,3	0,6	8,71	2352
	0,7	8,72	3216
	0,8	8,77	4272
	0,9	8,86	5568
1,4	0,6	8,40	2112
	0,7	8,36	2832
	0,8	8,38	3720
	0,9	8,39	4728
1,5	0,6	8,20	1968
	0,7	8,12	2592
	0,8	8,08	3336
	0,9	8,05	4176

Çizelge 6.6 5. grup pres için α ve β katsayısı tabloları

5. GRUP (125- 225 ton) $\gamma = \frac{EI_1}{bD} = 2$

Dikdörtgenlik oranı (λ)	Genişlik oranı (ξ)	α	β
1,0	0,6	11,28	3408
	0,7	11,48	4896
	0,8	11,72	6792
	0,9	11,96	9144
1,1	0,6	10,45	2712
	0,7	10,57	3816
	0,8	10,71	5184
	0,9	10,87	6864
1,2	0,6	9,87	2280
	0,7	9,91	3144
	0,8	9,96	4176
	0,9	10,45	5424
1,3	0,6	9,51	2040
	0,7	9,43	2712
	0,8	9,44	3552
	0,9	9,45	4512
1,4	0,6	9,24	1872
	0,7	9,12	2448
	0,8	9,06	3144
	0,9	9,01	3912
1,5	0,6	9,08	1776
	0,7	8,93	2304
	0,8	8,80	2880
	0,9	8,71	3528

Çizelge 6.7 6. grup pres için α ve β katsayısı tabloları

$$6. \text{ GRUP (225 - 1000 ton) } \gamma = \frac{EI_1}{bD} = 1$$

Dikdörtgenlik oranı (λ)	Genişlik oranı (ξ)	α	β
1,0	0,6	13,13	2688
	0,7	13,26	3768
	0,8	13,41	5088
	0,9	13,60	6720
1,1	0,6	12,25	2184
	0,7	12,22	2952
	0,8	12,28	3912
	0,9	12,38	5064
1,2	0,6	11,69	1896
	0,7	11,56	2496
	0,8	11,51	3216
	0,9	11,49	4056
1,3	0,6	11,33	1728
	0,7	11,14	2232
	0,8	11,00	2808
	0,9	10,92	3480
1,4	0,6	11,12	1632
	0,7	10,85	2064
	0,8	10,68	2568
	0,9	10,53	3120
1,5	0,6	11,01	1584
	0,7	10,72	1992
	0,8	10,47	2424
	0,9	10,28	2904

Çizelge 6.8 F/E ve E/F büyüklüklerinin çeşitli pres güçleri için aldığı değerler

$$\left[\frac{Fb}{E} \right]^{1/3} \text{ (mm) tablosu}$$

[E = 2,1.10⁴ kg/mm² için]

b (mm)	F (ton)														
	15	25	35	45	60	80	100	120	150	175	200	250	300	400	500
600	7,54	8,94	10,00	10,87	11,96	13,17	14,18	15,07	16,24	17,09	17,88	19,26	20,47	22,52	24,26
700	7,94	9,41	10,52	11,44	12,59	13,86	14,93	15,87	17,09	18,00	18,82	20,27	21,54	23,71	25,54
800	8,30	9,84	11,00	11,96	13,17	14,49	15,61	16,59	17,87	18,82	19,68	21,20	22,52	24,79	26,71
900	8,63	10,23	11,44	12,44	13,70	15,07	16,24	17,26	18,59	19,57	20,47	22,05	23,43	25,78	27,78
1000	8,94	10,60	11,85	12,89	14,18	15,61	16,82	17,87	19,25	20,27	21,20	22,83	24,26	26,71	28,77
1100	9,23	10,94	12,23	13,30	14,64	16,12	17,36	18,45	19,88	20,93	21,88	23,57	25,05	27,57	29,70
1200	9,50	11,26	12,59	13,70	15,07	16,59	17,87	18,99	20,46	21,54	22,52	24,26	25,78	28,38	30,57
1300	9,76	11,56	12,93	14,07	15,48	17,04	18,36	19,51	21,01	22,13	23,13	24,92	26,48	29,15	31,40
1400	10,00	11,85	13,26	14,42	15,87	17,47	18,82	20,00	21,54	22,68	22,68	25,54	27,14	29,88	32,18
1500	10,23	12,13	13,57	14,75	16,24	17,87	19,25	20,46	22,04	23,20	23,20	26,26	27,78	30,57	32,93

Cizelge 6.9 F_AE_b ve F_bE büyüklüklerinin çeşitli pres güçleri için aldığı değerler

$$\left[\frac{F}{Eb} \right] \cdot 10^4 \text{ mm tablosu}$$

[E = 2,1.10⁴ kg/mm² için]

b (mm)	F (ton)														
	15	25	35	45	60	80	100	120	150	175	200	250	300	400	500
600	11,91	19,84	27,78	35,71	47,62	63,49	79,37	95,24	119,06	138,89	158,73	198,41	238,10	317,46	396,83
700	10,20	17,00	23,80	30,61	40,82	54,43	68,03	81,63	102,05	119,06	136,07	170,08	204,10	272,13	340,17
800	8,93	14,88	20,83	26,79	35,71	47,62	59,52	71,43	89,29	104,17	119,05	148,81	178,57	238,10	297,62
900	7,94	13,23	18,52	23,81	31,75	42,33	52,91	63,49	79,29	92,59	105,82	132,28	158,73	211,64	264,55
1000	7,14	11,90	16,67	21,43	28,57	38,10	47,62	57,14	71,43	83,33	95,24	119,05	142,86	190,48	238,10
1100	6,49	10,82	15,15	19,48	25,97	34,63	43,29	51,95	64,94	75,76	86,58	108,23	129,87	173,16	216,45
1200	5,95	9,92	13,89	17,86	23,81	31,75	39,68	47,62	59,52	69,44	79,37	99,21	119,05	158,73	198,41
1300	5,49	9,16	12,82	16,48	21,98	29,30	36,63	43,96	54,95	64,10	73,26	91,58	109,89	146,52	183,15
1400	5,10	8,50	11,90	15,31	20,41	27,21	34,01	40,82	51,02	59,52	68,03	85,03	102,04	136,05	170,07
1500	4,76	7,94	11,11	14,29	19,29	25,40	31,75	38,10	47,62	55,56	63,49	79,37	95,24	126,98	158,73

ÖLÇMELER VE HESAP ÖRNEĞİ

7.1 Ölçmeler

Şekil 3.3' de görülen HSP-D 150/75 çerçeve tipi pres gövdesinin boyutlandırılması için alıcı tarafından istenen özellikler

pres gücü	$F = 150$ ton
net tabla genişliği	$b = 1000$ mm
net tabla derinliği	$a = 850$ mm

olarak verilmiştir. İmalatçı kendi deneyimlerine dayanarak, standart sac genişliklerini ve merkezden kaçık yükleme risklerini göz önünde tutarak Şekil 3.2' de verilen gövdenin ana konstrüksiyon büyüklüklerini

$$b = 900 \text{ mm}$$

$$a = 699 \text{ mm}$$

$$h_{alt} = 1210 \text{ mm}$$

$$\ell = 1570 \text{ mm}$$

$$s = 30 \text{ mm}$$

$$t = 130 \text{ mm}$$

$$\lambda = 1.288 \approx 1.3$$

$$\xi = 0.573 \approx 0,6$$

$$\gamma = 25$$

$$\psi = 8$$

$$\Phi_1 = 0,225$$

$$\Phi_2 = 0,100$$

değerlerinde seçerek konstrüksiyonu gerçekleştirilmiştir. Bu değerlere göre pres tablasının ön kenarının altında, ön alın sacının oluşturduğu ön alt kirişin üst orta noktasının Şekil 5.4' teki 7 numaralı nokta eğilme momenti ve kesme kuvveti etkisi altında mutlak sehimi

$$w_7 = \left[\frac{1}{96} - \frac{\xi^3}{192\lambda} (7 - \frac{3\xi}{4}) - \frac{\lambda\xi^3}{960} \left(\frac{13-5\xi}{8} + \frac{(\lambda-1)\xi^2}{3840\lambda^3} (5 + \frac{\xi}{\lambda} - \xi) \right) \right] \frac{F\ell^3}{EI_1}$$

$$+ \left[6 - \frac{3}{\lambda} - \xi\lambda + \frac{(\lambda-1)^3\xi}{\lambda^2} \right] \frac{\chi F\ell}{48AG} \quad \text{burada } A=a.b \text{ ve } \chi=1,2 \text{ alınır.}$$

ifadesi ile hesaplanabilir. Bu ifadede presin konstrüksiyon büyüklükleri yerine konursa

$$(w_7) = 5,22 \cdot 10^{-3} \frac{F\ell^3}{EI_1} + 2,96 \frac{\chi F\ell}{48AG}$$

$$= 15,05 \cdot 10^{-3} \frac{F\ell^3}{EI_1}$$

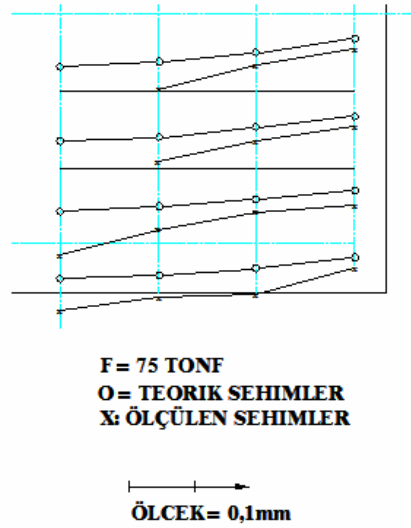
$$= 0,094 \text{ mm}$$

olarak bulunur.

Söz konusu preste 7 numaralı noktanın düşeyinde, tabla plakası üzerinde yapılan ölçme sonucunda sehim

$$(w_7)_{\text{ölç}} = 0,200 \text{ mm}$$

olarak ölçülmüştür. Pres tablası üzerinde öteki noktalarda da teorik olarak hesaplanan ve ölçümler sonucu okunan değerler farklılık göstermektedir (Şekil 7.1).



Şekil 7.1 Teorik ve ölçülen sehim değerlerinin karşılaştırılması

Ancak bu konstrüksiyonda, pek yaygın olmayan özel bir amaca yönelik bazı süreksizlikler söz konusudur. Bunlar :

- a) Ön yüzde alın sacının oluşturduğu alt kiriş üzerine açılmış 300 x 150 mm boyutlarında dikdörtgen bir pencere,
- b) Ön yüzde alın sacının oluşturduğu alt kiriş üzerine açılmış Ø120 mm çapında 2 adet delik,
- c) Arka yüzde alın sacının oluşturduğu alt kiriş üzerine açılmış 300 x 450 mm boyutlarında dikdörtgen bir pencere,
- d) Sağ derinlik kirişinde açılmış 200 x 430 mm boyutlarında bir dikdörtgen pencere olarak sıralanabilir.

Bu süreksizliklerin hepsi sehimleri arttırıcı niteliktedir. Ayrıca temas yüzeylerindeki basınç nedeniyle ortaya çıkan elastik ezilmeler de söz konusudur. Şekil 7.1' den de görüldüğü gibi teorik olarak hesaplanan çökmelerin tanımladığı elastik yüzey ile ölçmeler sonucu elde edilen elastik yüzeyin biçimleri uyumakta, değerleri ise %100' e varan farklar göstermektedir. Bu farklar yukarıda sıraladığımız süreksizlikler ve etkilerden kaynaklanmaktadır. Bunların da göz önüne alınmasıyla teorik değerlerin ölçülen değerlere yaklaşıcağı bir gerçektir.

Aynı firmanın bu tür süreksizlikleri göstermeyen çerçeve tipi bir başka presinde HSP-D 147/40 konstrüksiyon büyüklükleri

$$F = 147 \text{ ton}$$

$$b = 840 \text{ mm}$$

$$a = 700 \text{ mm}$$

$$h_{\text{alt}} = 720 \text{ mm}$$

$$\ell = 1500 \text{ mm}$$

$$s = 20 \text{ mm}$$

$$t = 70 \text{ mm}$$

$$\lambda = 1,2$$

$$\xi = 0,56$$

$$\gamma = 23,6$$

$$\Phi = 0,1664$$

şeklindedir. Bu pres için 7 numaralı noktanın teorik sehimi

$$\begin{aligned} (w_7)_{\text{hes}} &= 0,335 \text{ mm} \\ &= 335 \mu\text{m} \end{aligned}$$

kadardır. Bu preste 7 numaralı noktanın düşeyinde, tabla plakası üzerindeki noktada sehim

$$\begin{aligned} (w_7)_{\text{ölç}} &= 0,330 \text{ mm} \\ &= 330 \mu\text{m} \end{aligned}$$

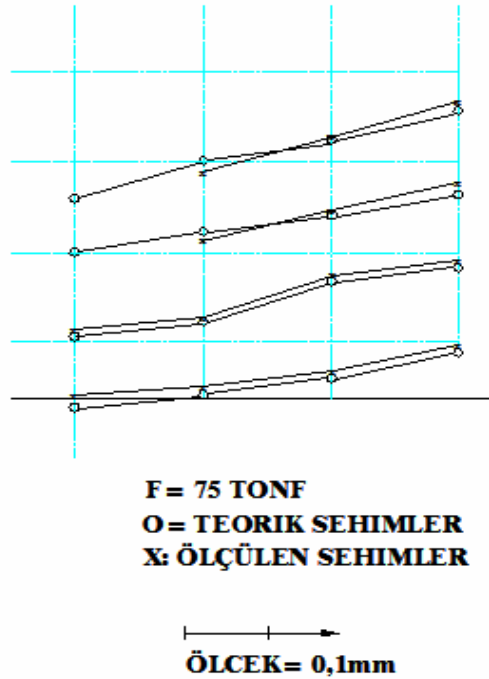
olarak ölçülmüştür. Teorik ve ölçülen sehim değerleri pres tabla plakası üzerindeki öteki noktalarda da oldukça birbirine yakın değerler vermektedir (Şekil 7.2).

7.2 Hesap Örneği

Bölüm 7.1' de verilen HSP-D 150/75 çerçeve tipi presin imalatçı tarafından hesaplanmak istenen en önemli iki büyüklüğün

$$s = 30 \text{ mm}$$

$$t = 130 \text{ mm}$$



Şekil 7. 2 Teorik ve ölçülen sehim değerlerinin karşılaştırılması

olarak seçildiği görülmüştü. Aynı ana büyüklükler bu çalışmada verilen formüllerin tablolaştırılmasıyla elde edilen Çizelge 6.2 ... 6.9 yardımıyla hesaplanmak istenirse

$$F = 150 \text{ tonf}$$

$$b = 900 \text{ mm}$$

$$\lambda = 1,3$$

$$\xi = 0,6$$

için aşağıdaki şu işlemler yapılır.

a) Çizelge 6.8' den

$$\left(\frac{Fb}{E}\right)^{1/3} = 18,59 \text{ mm değeri alınır,}$$

b) Çizelge 6.9' dan

$$\left(\frac{F}{Eb}\right) = 79,29 \cdot 10^{-4} \text{ mm değeri alınır,}$$

c) $b < 1000 \text{ mm}$ olduğundan 5. grup yerine 4. grup değerleri alınarak Çizelge 6.5' ten

$$\alpha = 8,71 \quad \beta = 2352 \quad \text{değerleri alınır,}$$

d) (6.2.6) formülünden

$$t = \alpha \left(\frac{Fb}{E}\right)^{1/3} = 8,71 \cdot 18,59 = 161,918 \text{ mm}$$

e) (6.3.9) formülünden

$$s = \beta \left(\frac{F}{Eb}\right) = 2352 \cdot 79,39 \cdot 10^{-4} = 18,67 \text{ mm bulunur,}$$

Bu değerler en yakın standart değerlere yuvarlatılır, yani

$$t = 160 \text{ mm}$$

$$s = 20 \text{ mm}$$

seçilir.

Ana büyüklüklerin bu şekilde seçilmesiyle, konstrüksiyon üzerinde sehimlerin kriterle belirtilen sehim değerlerini aşmasına yol açacak aşırı süreksizlikler söz konusu değilse, pres, standartlara göre 1. sınıf rijitlikte ve kısmen optimize edilmiş olacaktır. Bu değerlere göre gövde ve tabla kütlesi Bölüm 7.1' de verilen, firmaca gerçekleştirilmiş konstrüksiyonun gövde ve tabla kütlelerinin % 84' ü kadardır. Firmaca gerçekleştirilmiş konstrüksiyon üzerinde yapılan ölçmeler (orta noktada sehim = 290 μm) bu presin 4. sınıf rijitlikte bir pres olduğunu göstermektedir. Yukarıdaki hesapla elde edilen büyüklüklerin kullanılmasıyla pres 1. sınıf rijitliğe sahip olmakta (orta nokta sehim = 135 μm) ve gövde alın saçları ile tablada toplam yaklaşık % 16 malzeme tasarrufu sağlanmaktadır.

SONUÇLAR

Bu çalışmada çerçeve tipi pres gövdeleri ele alınarak tablası gövdeye kaynaklı olmayan konstrüksiyonların bir değerlendirilmesi yapılmış ve boyutlandırma için formül ve tablolar geliştirilmiştir.

Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar iki ayrı grupta değerlendirilebilir. Birince grup, çalışmada izlenen yol gereği çözülmesi gereken elastisite problemlerinin çözümlerini, ikinci grup ise çerçeve tipi pres gövdeleriyle ilgili problemlerin çözümünü kapsar.

Birince grup başlığı altında toplanabilecek sonuçlar şunlardır :

- 1) Dört kenarından farklı rijitlikteki elastik mesnetlerle mesnetlenmiş elastik plağın ortadan tekil yükü yüklenmesi halinde, orta noktanın sehimi dikdörtgenlik oranı λ' ya rijitlik oranı γ' ya, mesnet rijitlik oranı ψ' ye bağlıdır.
- 2) Dört kenarından elastik elastik mesnetli dikdörtgen plağın orta noktasının sehimi belirli bir b kenar uzunluğu için,
 - a) Dikdörtgenlik oranı λ' nın artması ile azalmakta,
 - b) Rijitlik oranı γ' nın artması ile azalmakta,
 - c) Mesnet rijitlik oranı ψ' nin artması ile artmaktadır.

Çalışmanın asıl amacını kapsayan ikinci grup başlığı altında toplanabilecek sonuçlar ise şu şekilde sıralanabilir:

- 1) H tipi pres gövde konstrüksiyonlarında boyutlandırma kriteri olarak mekanik presler için geliştirilmiş yaylanma kriterleri kullanılmaktadır. Halbuki H tipi hidrolik pres gövde konstrüksiyonlarında alt kiriş ve tabla plakası dışında kalan tüm öğelerin yaylanması (veya esnemesi) daima hidrolik pistonun ek bir yer değiştirmesi ile karşılandığından bu tür gövde konstrüksiyonlarında mekanik presler için verilen yaylanma kriterlerinin kullanılması doğru değildir. Bu nedenle H tipi hidrolik pres gövde konstrüksiyonlarında, boyutlandırma kriteri olarak pres tabla plakası üzerinde en büyük sehimin değeri esas alınmalıdır. Bu kriter gövdenin büyük bir bölümünü oluşturan alın sacları ile tablanın boyutlandırılması için yeterlidir.
- 2) H tipi pres gövdelerinin pres hesabı, günümüze kadar, kuvvetlerin tekil olarak etkimesi, yalnız eğilme etkisinin göz önüne alınması gibi çok kaba yaklaşımlarla yapılmıştır. Halbuki bu yaklaşımlar konstrüksiyonların aşırı rijitlikte

gerçekleştirilmesine ve gereksiz malzeme kullanımına yol açmaktadır. Bu nedenle kuvvetlerin etki biçimi gerçek şekliyle ele alınmalı, etkisi bu tür konstrüksiyonlarda eğilmeninkinden daha fazla olabilen kesme kuvvetleri de hesaba katılmalıdır.

- 3) Kalın yekpare bir sactan imal edilen pres tabla plakasının kalınlığının pres kapasitesi (kuvveti) F' ye, pres tabla genişliği b' ye ve presin imal edildiği malzemenin elastiklik modülü E' ye göre değişiminin

$$t = \alpha \left(\frac{Fb}{E} \right)^{1/3}$$

şeklinde olduğu gösterilmiştir.

- 4) Sac gövdenin büyük bir bölümünü oluşturan gövde alın sacların kalınlığının pres gücü (kuvveti) F' ye, pres tabla genişliği b' ye ve imal edildiği malzemenin elastiklik modülü E' ye göre değişiminin

$$s = \beta \left(\frac{F}{Eb} \right)$$

şeklinde olduğu gösterilmiştir.

- 5) t ve s kalınlıklarının hesaplanması için elde edilen bağıntılardaki α ve β büyüklükleri (ψ , Φ_1 ve Φ_2 oranlarının uygun değerlerde alınması halinde) λ , ξ ve γ geometrik oranlarının bir fonksiyonudur. λ dikdörtgenlik oranı alıcı tarafından, ξ genişlik oranı imalatçı tarafından önceden belirlenir. α ve β birimsiz büyüklüklerinin değişimine etkisi en fazla olan γ rijitlik oranının seçimi t ve kalınlıklarının gerçekleştirilebilir sınırları arasında yapılmalıdır.
- 6) Bu çalışmada elde edilen formül veya tablolar yardımıyla boyutlandırılma yapılması halinde gövde konstrüksiyonları birinci sınıf rijitlikte ve optimum boyutlarda gerçekleştirilmiş olur.

KAYNAKLAR

- [1] DİE : Dış Ticaret İstatistikleri, (1999)
- [2] Birkle, H. , (1942), 'Die Formänderung Ausladender Pressenkörper ein Beitrag zur Frage Steifigkeit'.
Werkstattstechnik und Werksl. 36. (1942), Nr. 19/20, s. 417/421
- [3] Münnich, H., (1952), 'Elastische Verformungen an ausladenden Pressen, Werkstattstechnik und Maschinenbau', 44 s. 502-509
- [4] Lehman, T. , (1958), Zur Berechnung von C-Gestellen Konstruktion 10 , s. 487-493
- [5] Foucher, J. , (1967), Auswirkung rasch verlaufender Kräfte auf ausladende Pressentelle. Forschungsberichte des Landes Nordrhein-Westf. Nr. 1612, Köln und Opladen, Westdeutscher Verlag.
- [6] Neuman, H. , (1966), 'Methoden zur Bestimmung des elastischen Verhaltens von Pressen beliebiger Breite'. Forschungsberichte des Landes Nordrhein-Westf. Nr. 1612, Köln und Opladen, westdeutscher Verlag .
- [7] Makelt, H. , (1961), Die mechanischen Pressen. München, Carl Hanser Verlag.
- [8] Oehler, G. , (1971), Die hydraulischen Pressen. München, Carl Hanser Verlag
- [9] Abakşin, D. M. , (1964), Experimentelle Untersuchungen der Spannungen und Verformungen Wichtiger Maschinenteile an Kurbelpressen. Kuzneçno-Stampovoçnoye Proizvodstvo , 4, (Rusça).
- [10] Olivo, G. , (1964), Prüfung der Statischen Steife von Exzenter und Kubelpressen. Maschinentechnik 13 , s. 345-352
- [11] Nudelman, L. G. , (1974), Steifigkeit der Ständer von Einständerpressen; Kuzneçno-Stampovoçnoye Proizvodstvo 16 , s. 28-30, (Rusça).
- [12] Mongestern, K. , (1975), 'Werkstoffsparende Auslegung von Pressengestellen. Teil 1-2' Maschinenbautechnik 24 , 11-12, s. 486-490; s. 552-558
- [13] DIN 55170-55175
- [14] Kienzle, O. , (1954), 'Kenngrößen und Betrieb von Kurbelpressen. Mitt. Forschungsges'. Blechverarb. 5 , s. 145-153, s. 159-162.
- [15] SMİ;N, A. İ. , (1955), Hydraulische Pressen. Berlin, Verlag Technik,.
- [16] Hirsch, İ. İ. , Wolkowitzkij, W.F. , (1959), 'Formänderung von Schmiedepressen unter Belastung'. Kuzneçno- Stanpovoçnoye Proizvodstvo , H. 12, s. 23/28, (Rusça)
- [17] Smolak, J. , (1959), Zur Gestellberechnung mechanischer Pressen. Werkstatt und Betrieb, 92 (1959), s. 513-517; 93 (1960), s. 675-678; 94 (1961), s. 193-196.

- [18] Hait, Ş. S., (1972), 'Berechnung kompakter Pressendoppelstanzen unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen Führung und Stöbel; Kuznečno-Stanpovočnoye Proizvodstvo', s. 32-35
- [19] Orov, P. G., Pogorelov, JU. P., (1974), 'Über das Bestimmen der auf Stöbelführungen mehrstufiger Stanzautomaten bei aussermittigen Belastung ein wirkenden Kräfte'. Kuznučno-Stampovočnoye Proizvodstvo 16, 8, s. 20-22, (Rusça).
- [20] Geiger, M., (1974), Beitrag zur rechnerunterstützten Auslegung von Pressengestellen. Berichte aus dem Institut für Umforttechnik Universität Stuttgart, Nr. 28, Essen; Girardet,
- [21] Schenperg, L., (1976), 'Elastische Wechselwirkungen an Gestell und Hauptgetriebe weggebundener Pressen'. Berichte aus dem Institut für Umforttechnik der Universität Stuttgart, Nr. 39, Essen, Verlag Girardet.
- [22] Blum, H., (1980), Berechnung der elastischen Eigenschaften Baugruppen im Pressenbau. Berlin, Springer-Verlag,
- [23] Timoshenko, S., (1959), Theory of plates and shells. Mc Graw-Hill.
- [24] Hahn, J., (1976), Durchlauftraeger, Rahmen und Platten 12. Baskı. Duesseldorf, Werner Verlag.
- [25] Marcus, H., (1962), Die Theorie elastischer Gewebe und ihre Anwendung auf die Brechnung biegsamer Platten. Berlin.
- [26] Holl, D. L., (1968), Analysis of Plate Examples by Diffrence Methods and the Superposition Principle. Iowa State Coll. Eng. Exp. Sta. Bull. 129

EKLER

Bölüm 5.3' de verilen kirişlerin 1, 2, 3, 4, 5, 6 ve 7 noktalarına ait çökmelerin konsol-kiriş yöntemiyle bulunması :

$$\xi = \frac{b}{\ell} \quad \lambda = \frac{b}{a} \quad \psi = \frac{EI}{EI_2}$$

$$\Phi_1 = \sqrt{I_1 / A_1} / \ell \quad \Phi_2 = \sqrt{I_2 / A_2} / \ell$$

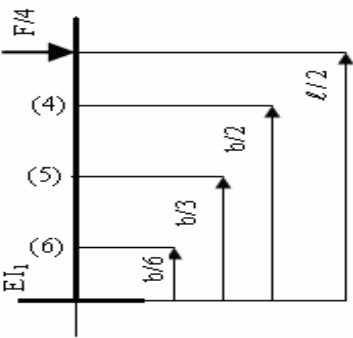
$$L_x = 2\chi(1+\nu)\Phi_1^2 \quad L_y = 2\chi(1+\nu)\Phi_2^2 \frac{\psi\xi}{\lambda^2}$$

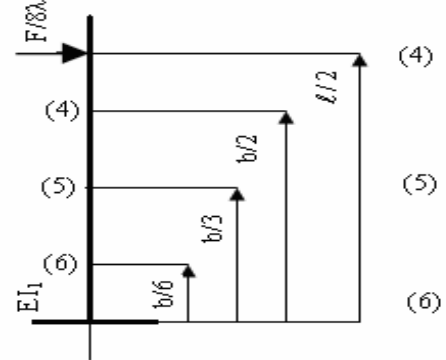
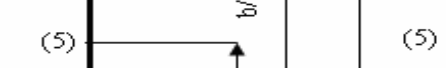

olmak üzere, bir konsol kirişin altı yükleme halinde eğilme momenti ve kesme kuvveti etkisi altında söz konusu noktalarına ait çökmeleri

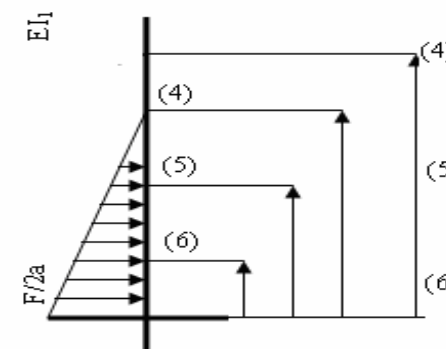

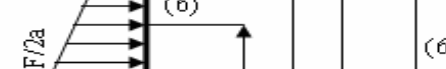
$$w_i = [K_i + L_i] \frac{F\ell^3}{EI_1}$$

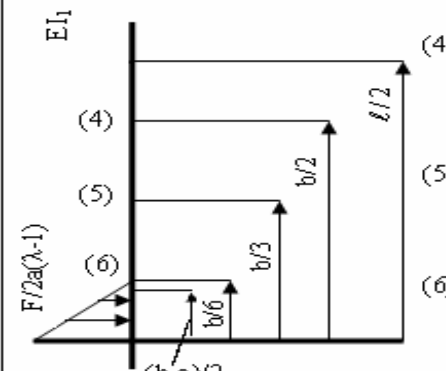

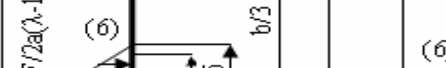
şeklindedir. Burada $K_i + L_i$ katsayıları parametrik olarak Çizelge Ek 1' de verilmiştir.

Çizelge Ek 1 $K_i + L_i$ katsayılarının parametrik olarak değerleri

I	K_i	L_i
	$\frac{1}{192} [(3\xi - 1) + (1 - \xi)^3]$	$\frac{\xi L_x}{8}$
(5)	$\frac{1}{192} [(2\xi - 1) + \frac{1}{27}(3 - 2\xi)^3]$	$\frac{\xi L_x}{12}$
(6)	$\frac{1}{192} [(\xi - 1) + \frac{1}{27}(3 - \xi)^3]$	$\frac{\xi L_x}{24}$

II	K_i	L_i
	$\frac{1}{192} \frac{\xi^3}{\lambda}$	$\frac{1}{16} \frac{\xi}{\lambda} L_i$
	$\frac{1}{192} \frac{14}{17} \frac{\xi^3}{\lambda}$	$\frac{1}{24} \frac{\xi}{\lambda} L_i$
	$\frac{1}{192} \frac{4}{27} \frac{\xi^3}{\lambda}$	$\frac{1}{48} \frac{\xi}{\lambda} L_i$

III	K_i	L_i
	$\frac{1}{960} \lambda \xi^3$	$\frac{1}{48} \xi \lambda L_i$
	$\frac{1}{960} \frac{568}{572} \lambda \xi^3$	$\frac{208}{10368} \xi \lambda L_i$
	$\frac{1}{960} \frac{192}{972} \lambda \xi^3$	$\frac{19}{1296} \xi \lambda L_i$

IV	K_i	L_i
	$\frac{1}{11520} (12\lambda + 3) \frac{(\lambda - 1)^4 \xi^3}{\lambda^4}$	$\frac{1}{48} \frac{(\lambda - 1)^3 \xi}{\lambda^2} L_i$
	$\frac{1}{11520} (7\lambda + 3) \frac{(\lambda - 1)^4 \xi^3}{\lambda^4}$	$\frac{1}{48} \frac{(\lambda - 1)^3 \xi}{\lambda^2} L_i$
	$\frac{1}{11520} (2\lambda + 3) \frac{(\lambda - 1)^4 \xi^3}{\lambda^4}$	$\frac{1}{48} \frac{(\lambda - 1)^3 \xi}{\lambda^2} L_i$

V	K_i	L_i
	$\frac{1}{192} \frac{4}{27} \frac{\psi \xi^3}{\lambda^4}$ $\frac{1}{192} \frac{14}{27} \frac{\psi \xi^3}{\lambda^4}$ $\frac{1}{192} \frac{\psi \xi^3}{\lambda^4}$	$\frac{1}{48} L_y$ $\frac{1}{24} L_y$ $\frac{1}{16} L_y$

VI	K_i	L_i
	$\frac{1}{960} \frac{194}{972} \frac{\psi \xi^3}{\lambda^4}$ $\frac{1}{960} \frac{568}{972} \frac{\psi \xi^3}{\lambda^4}$ $\frac{1}{960} \frac{\psi \xi^3}{\lambda^4}$	$\frac{1}{48} \frac{19}{27} L_y$ $\frac{1}{48} \frac{26}{27} L_y$ $\frac{1}{48} L_y$

Bu tablolardan yararlanılarak Şekil Ek 1a ve Şekil Ek 1b' de verilen kirişlerin 1, 2, 3, 4, 5, 6 ve 7 noktalarına ait çökmeler 4 noktası referans alınarak şu şekilde kolayca hesaplanabilir:

$$w_1 = K_{(4)_V} - K_{(4)_{VI}} + L_{(4)_V} - L_{(4)_{VI}}$$

$$w_2 = w_1 - K_{(2)_V} - K_{(2)_{VI}} - L_{(2)_V} + L_{(2)_{VI}}$$

$$w_3 = w_1 - K_{(3)_V} + K_{(3)_{VI}} - L_{(3)_V} + L_{(3)_{VI}}$$

$$w_4 = 0$$

$$w_5 = w_7 - K_{(5)_I} + K_{(5)_{II}} + K_{(5)_{III}} - K_{(5)_{IV}} - L_{(5)_I} + L_{(5)_{II}} + L_{(5)_{III}} - L_{(5)_{IV}}$$

$$w_6 = w_7 - K_{(6)_I} + K_{(6)_{II}} + K_{(6)_{III}} - K_{(6)_{IV}} - L_{(6)_I} + L_{(6)_{II}} + L_{(6)_{III}} - L_{(6)_{IV}}$$

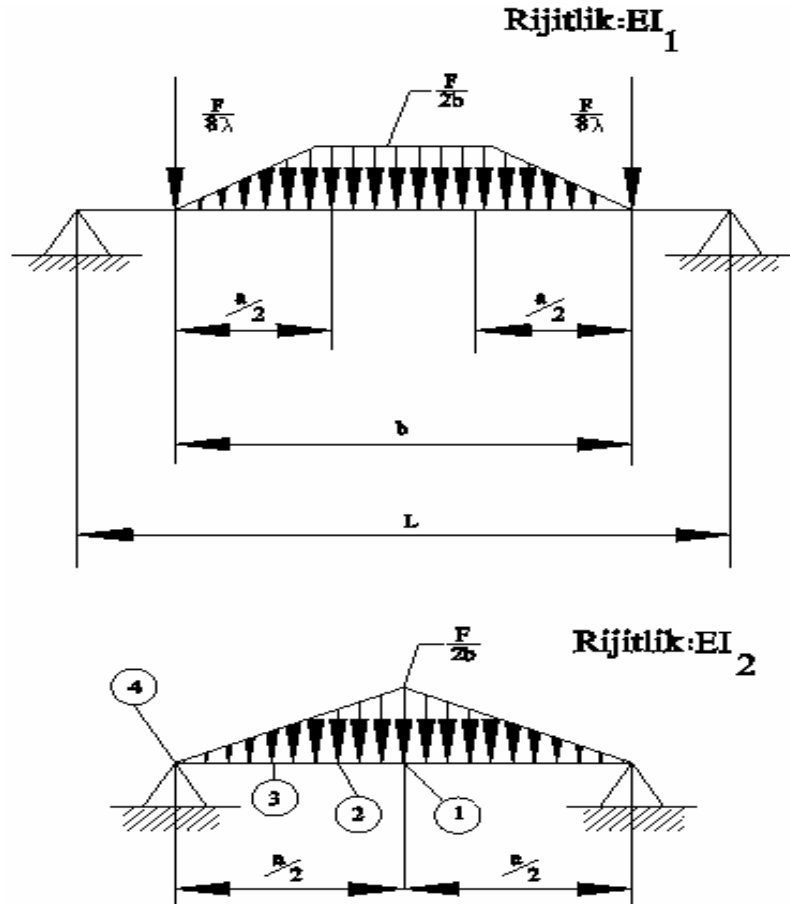
$$w_7 = K_{(4)_I} - K_{(4)_{II}} - K_{(4)_{III}} + K_{(4)_{IV}} + L_{(4)_I} - L_{(4)_{II}} - L_{(4)_{III}} + L_{(4)_{IV}}$$

Tabloda verilen katsayılar yerine konarak ve

$$\chi = 1,2 \text{ (dikdörtgen kesit için)}$$

$$\nu = 0,3 \text{ (çelik için)}$$

alınarak çökmeler :



Şekil Ek 1 Kirişlerin 1, 2, 3, 4, 5, 6 ve 7 noktalarına ait çökmeleri

$$w_1 = \frac{\psi}{720} \left[3,0000 \frac{\xi^3}{\lambda^4} + 93,6000 \frac{\xi \Phi_2^2}{\lambda^2} \right] \frac{F \ell^3}{EI_1}$$

$$w_2 = \frac{\psi}{720} \left[2,5941 \frac{\xi^3}{\lambda^4} + 79,7333 \frac{\xi \Phi_2^2}{\lambda^2} \right] \frac{F \ell^3}{EI_1}$$

$$w_3 = \frac{\psi}{720} \left[1,4938 \frac{\xi^3}{\lambda^4} + 45,0667 \frac{\xi \Phi_2^2}{\lambda^2} \right] \frac{F \ell^3}{EI_1}$$

$$w_4 = 0$$

$$w_5 = \left(\frac{1}{3732480 \lambda^4} \cdot [19440 \lambda^4 - 1616 \lambda^5 \xi^3 + 19440 \lambda^4 \xi^3 - 720(3-2\xi)^3 \lambda^4 + 1620 \lambda (\lambda-1)^4 \xi^4 - 38880 \lambda^4 \xi + 58320 \lambda^4 \xi^2] + 0.065 \Phi^2 \left[2\xi - \frac{\xi}{\lambda} - \frac{\xi \lambda}{27} \right] \right) \frac{F \ell^3}{EI_1}$$

$$w_6 = \left(\frac{1}{207360 \lambda^4} \cdot [-920 \lambda^3 \xi^3 - 172,89 \lambda^5 \xi^3 + 2160 \xi \lambda^4 - 40(3-\xi)^3 \lambda^4 + 1080 \lambda^4 (1-\xi)^3 + 180 \lambda \xi^3 (\lambda-1)^4] + 0.065 \Phi_1^2 \left[4\xi - \frac{2\xi}{\lambda} - \frac{8}{27} \xi \lambda \right] \right) \frac{F \ell^3}{EI_1}$$

$$w_7 = \left(\frac{1}{3840 \lambda^4} \cdot [-20 \lambda^4 + 60 \lambda^4 \xi - 20 \xi^3 \lambda^3 - 4 \xi^3 \lambda^5 + 20 \lambda^4 (1-\xi)^3 + (\lambda-1)^4 \xi^3 (4\lambda+1)] + 0.065 \Phi_1^2 \left[6\xi - \frac{3\xi}{\lambda} - \xi \lambda + \frac{(\lambda-1)^3 \xi}{\lambda^2} \right] \right) \frac{F \ell^3}{EI_1}$$

ÖZGEÇMİŞ