

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PLASTİK PARÇALARDA ESNEYEREK
KİLİTLENEN BAĞLANTILARIN TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Serdar TÜRKÖZ

Anabilim Dalı: Makina Mühendisliği

Programı: İmalat

Tez Danışmanı: Prof.Dr. H. Oktay BODUR

TEMMUZ 2006

**PLASTİK PARÇALARDA ESNEYEREK
KİLİTLENEN BAĞLANTILARIN TASARIMI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Serdar TÜRKÖZ
503971104**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 8 Mayıs 2006
Tezin Savunulduğu Tarih : 13 Haziran 2006**

**Tez Danışmanı : Prof.Dr. H. Oktay BODUR (İ.T.Ü.)
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Ayşegül AKDOĞAN (Y.T.Ü.)
Prof.Dr. Adnan DİKİCİOĞLU (İ.T.Ü.)**

TEMMUZ 2006

ÖNSÖZ

Tez çalışmasını yöneten ve yapıcı önerileriyle çalışmaya yön veren değerli hocam Sn. Prof. Dr. H. Oktay BODUR' a teşekkür ederim.

Mühendislik plastiklerinde bilgi dağarcığımı artıran Arçelik PCI Ürün Geliştirme Yöneticiliğine teşekkür ederim.

Manevi desteklerini esirgemeyen eşim Seçil TÜRKÖZ ve oğlum Doğukan TÜRKÖZ' e teşekkür ederim.

Mayıs 2006

Serdar TÜRKÖZ

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖZET	ix
SUMMARY	x
1. GİRİŞ	1
2. ESNEYEREK KİLİTLENEN BAĞLANTILAR	2
2.1. Genel Uygulamalar	2
2.2. Avantajları ve Dezavantajları	2
2.2.1. Avantajları	2
2.2.2. Dezavantajları	3
2.3. Esneme Ayağına Sahip Bağlantılar	4
2.3.1. Bağlantı Şekilleri	4
2.3.2. Ayaklı Bağlantıların Formülizasyonu	7
2.4. Esneyerek Kilitlenen Çevresel Bağlantılar	12
2.4.1. Bağlantı Şekilleri	12
2.4.2. Çevresel Bağlantıların Formülizasyonu	14
2.4.2.1. Esneme Sınırı	14
2.4.2.2. Radyal ve Eksenel Kuvvetler	15
2.5. Burularak Kilitlenen Bağlantılar	18
2.5.1. Uygulama Şekilleri	18
2.5.2. Burularak Kilitlenen Bağlantıların Esneme Hesabı	18
2.6. Elastik İki Parçanın Montajında Esneme Paylaşımı	20
3. MALZEME SEÇİMİ	21
3.1. Performans İndeksine Göre Malzeme Seçimi Yaklaşımı	21
3.2. Birim Uzama Sınırına Göre Malzeme Seçimi	23
4. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE KESİTLERİN ANALİZİ	25
4.1. Ayaklı Bağlantılarda Birim Uzama Sınırına Göre Esneme Analizi	25
4.2. Çevresel Bağlantılarda Birim Uzama Sınırına Göre Esneme Analizi	28
4.3. Burularak Kilitlenen Bağlantılarda Birim Uzama Sınırına Göre Esneme Analizi	30

5. PARÇANIN ÇARPILMASINI ÖNLEMEK İÇİN DİKKAT EDİLMESİ GEREKEN HUSUSLAR	32
5.1. Parçanın Ana Gövdesindeki Çarpılmalar ve Önlemleri	32
5.2. Köşe Çarpılmaları ve Gerilmeleri	35
5.3. Federler	38
5.4. Kalıptan Çıkma Açısı (Draft)	42
5.5. Esneyerek Kilitlenen Bağlantılara Çarpılma Örnekleri	43
6. SONUÇ ve ÖNERİLER	48
KAYNAKLAR	50
ÖZGEÇMİŞ	51

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1: Çeşitli plastiklerin çelik üzerindeki sürtünme katsayısı	9
Tablo 2.2a: Esneyerek kilitlenen ayaklı bağlantı kesitleri için formüller.....	9
Tablo 2.2b: Tablo 2-2a' da gösterilen semboller ve notlar	10
Tablo 2.3: Formül 2-2' de verilen geometri faktör sabitinin (K) değerleri	12
Tablo 3.1: Bazı mühendislik plastiklerinin şekil değiştirme sınırları.....	24

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1: Esneyerek kilitlenen bağlantılar	5
Şekil 2.2: Özel bir tanımı olamayan bağlantılar için bazı örnekler	6
Şekil 2.3: Çoklu parça montajları	7
Şekil 2.4: Esneyerek kilitlenen ayağa uygulanan kuvvetler	8
Şekil 2.5: $(\mu + \tan \alpha) / [(1 - \mu)x \tan \alpha]$ değerinin belirlenmesinde kullanılan diyagram	8
Şekil 2.6: "C" tipi kesit hesaplarında kullanılan K_1 ve K_2 sabitleri	10
Şekil 2.7: "C" tipi kesit hesaplarında kullanılan ölçüsüz Z/r_2^3 ' nin belirlenmesi için grafikler.	11
Şekil 2.8: Çevresel bağlantılar	13
Şekil 2.9: Esneyerek kilitlenen kesitli çevresel bağlantı	13
Şekil 2.10: Esneyerek kilitlenen çevresel bağlantı için parça ilişkisi	14
Şekil 2.11: Esneyerek kilitlenen çevresel bağlantıda gerilme dağılımı	15
Şekil 2.12: Geometrik faktörün belirlenmesinde kullanılan diyagramları	17
Şekil 2.13: Esnek yapı üzerindeki taban yüzeyinin yük altındaki davranışı	17
Şekil 2.14: Burulma çubuklu bağlantı	18
Şekil 2.15: İki esnek parçanın bağlantısında şekil değiştirme ve kuvvetinin belirlenmesi.	20
Şekil 3.1: Bazı mühendislik plastikleri performans indeksi	22
Şekil 3.2: Gerilme-birim uzama eğrisi.	23
Şekil 4.1: Yüksekliği ve genişliği kesit boyunca sabit olan ayağın kesiti ve ölçüleri	25
Şekil 4.2: Şekil 4.1' de verilen ölçülere sahip bir ayağın esneme analizi	26
Şekil 4.3: Yüksekliği sabit, genişliği kesit dibi ile ucu arasında $1/4$ olan ayak kesiti ve ölçüleri	27
Şekil 4.4: Şekil 4.3' de verilen ölçülere sahip bir ayağın esneme analizi	27
Şekil 4.5: Genişliği sabit, yüksekliği kesit dibi ile ucu arasında $1/2$ olan ayak kesiti ve ölçüleri	28
Şekil 4.6: Şekil 4.5' de verilen ölçülere sahip bir ayağın esneme analizi	29
Şekil 4.7: Çevresel bağlantı örneği ve ölçüleri	29
Şekil 4.8: Şekil 4.7' de verilen ölçülere sahip bir çevresel bağlantının esneme analizi	30
Şekil 4.9: Burularak kilitlenen bağlantı örneği ve ölçüleri	31
Şekil 4.10: Şekil 4.9' de verilen ölçülere sahip bir çevresel bağlantının esneme analizi	31
Şekil 5.1: Parçanın duvar kalınlığı-soğuma çekme oranı grafiği	32
Şekil 5.2: Kalıp yüzeylerinin farklı sıcaklıklara sahip olması sonucu parçanın çarpılması	33
Şekil 5.3: Kalıpta uygun olmayan soğutma sonucu parça çarpılması	33
Şekil 5.4: Kalıpta uygun soğuma için iyileştirilmiş tasarım	34

Şekil 5.5: Parçanın duvar kalınlığı-soğuma çekme oranı ile ilgili grafik	34
Şekil 5.6: Farklı duvar kalınlıklarına sahip parça	35
Şekil 5.7: Uygun olmayan köşe dönüşlerin sebep olduğu çarpılma ve boşluk problemi	35
Şekil 5.8: Köşe çarpılma ve boşluk oluşmasını önlemek için iki örnek	36
Şekil 5.9: Bir tarafı açık kutu şeklindeki parça	36
Şekil 5.10: Bir tarafı açık kutu şeklindeki parça için uygun yan duvar ve taban kalınlıkları	37
Şekil 5.11: Köşe gerilme örneği	37
Şekil 5.12: İç radyüs-gerilme yoğunluğu eğrisi	37
Şekil 5.13: Alternatif keskin köşe şekilleri	38
Şekil 5.14: Federler için %25 kuralı	39
Şekil 5.15: Kalın federin sebep olduğu boşluk oluşumu, çökme ve çarpılma problemleri	40
Şekil 5.16: Ütüleme basıncı, kalıp duvar sıcaklığı, feder dip kalınlığı ve çökme miktarı arasındaki ilişki	40
Şekil 5.17: Ütüleme basıncı ve kalıpta soğuma esnasında çekme miktarı ilişkisi	41
Şekil 5.18: Feder uygulama alternatifleri	41
Şekil 5.19: Federler	42
Şekil 5.20: Çıkma açısının etkisi	43
Şekil 5.21: Kalıptan çıktıktan sonra çarpılan esneyerek kilitlenen bağlantı örneği ..	44
Şekil 5.22: “U” şeklindeki yapının ısı iletkenliği yüksek malzeme ile soğutulması	44
Şekil 5.23: Yanlış tasarlanmış kablo tutucu	45
Şekil 5.24: Esnekliği artırılmış kablo tutucu	45
Şekil 5.25: Esnemeye uygun olmayan sabit kilit sistemdeki olası problemler	46
Şekil 5.26: İyileştirilmiş esnek parça detayı	47
Şekil 5.27: Detayı uygun olmayan esneme ayağı örneği	47
Şekil 5.28: Detayı iyileştirilmiş esneme ayağı	47

SEMBOL LİSTESİ

μ	: Dinamik sürtünme katsayısı
α	: Bağlantı uç açısı
α'	: Çıkma açısı
ε	: Birim uzama (%)
ε_{per}	: Birim uzama sınırı (%)
y	: Esneme miktarı (mm)
y_{per}	: Esneme sınırı (mm)
E	: Elastikiyet modülü (Pa)
E_s	: Secant elastikiyet modülü (Pa)
K	: Geometrik faktör
X_N	: Geometri faktörü (çevresel bağlantılarda mil sert ve dış tüp esnek)
X_W	: Geometri faktörü (çevresel bağlantılarda mil esnek ve dış tüp sert)
ν	: Poisson oranı
ϕ_{per}	: Burulma açısı sınırı
γ_{per}	: Kesme zorlama sınırı
γ	: Kesme zorlaması
G	: Kayma modülü
I_p	: Kutupsal eylemsizlik momenti (m ⁴)
σ	: Gerilme (MPa)
a_c	: Çatlak boyu (m)
K_{1c}	: Kırılma tokluğu (Mpa.m ^{1/2})
M	: Performans indeksi (m ^{1/2})
g_w	: Kalıp yüzey sıcaklığı (°C)

PLASTİK PARÇALARDA ESNEYEREK KİLİTLENEN BAĞLANTILARIN TASARIMI

ÖZET

Piyasalardaki rekabet şartlarının artmasıyla beraber ürün maliyetlerinin azaltılması büyük önem kazanmıştır. Ürünün malzemesi ve üretim prosesleri, malzeme maliyetini ve işçiliğini belirler. Kısaca, uygun malzeme seçimi ve uygun tasarım piyasalardaki rekabet avantajını beraberinde getirir.

Çalışma kapsamında plastik parçalar için en ucuz montaj yöntemi olan esneyerek kilitlenen bağlantılar incelenmiştir. Ayrıca, parça üretimini etkileyen ve bağlantı özelliğini belirleyen tasarım önerileri ve formüller değerlendirilmiştir. Çalışma, parça analizleri ve malzeme seçimi yaklaşımlarıyla güçlendirilmiştir.

Plastik parçalarda en çok karşılaşılan problemler için çözüm önerileri örnekler ile gösterilmiştir.

DESIGN of SNAP FITS for PLASTIC PARTS

SUMMARY

Reduction of product cost has gained great importance with the increasing competing conditions at the market. Raw materials, production processes determine the cost of material and workmanship. In other words, choosing convenient raw materials and design bring about competitive advantages as well.

This study focuses on snap fits which is the cheapest assembly method for plastic parts. In addition, some proposal on designing and formulas that affect manufacturing of parts and quality of joining are evaluated. The study is also supported with FEM and the approaches to the selection of materials.

Furthermore, the problems that are faced quite often in plastic parts are also given solutions and illustrated examples.

1. GİRİŞ

Plastik parça kullanımı her geçen gün hızla artmakta ve diğer malzemelerin yerini almaktadır. Üretimi ve kalıp yatırımı sac parçalara göre daha kolay ve ucuz olması plastikleri tercih edilir hale getirmiştir. Plastiklere olan talep ile birlikte diğer malzemeler ile olan bağlantısı da önem kazanmıştır. Başlıca plastik parça bağlantılarına örnek olarak, sürtünme kaynağı, titreşim kaynağı, yapıştırma, insert ile bağlantı ve esneyerek kilitlenen bağlantılar gösterilebilir.

Çalışma kapsamında esneyerek kilitlenen bağlantıların çeşitleri ve detayları, kullanım yerleri, mühendislik hesapları, kullanım sınırları, malzeme seçiminde kullanılacak yaklaşımlar değerlendirilmiştir. Ayrıca, parça çarpımlarına karşı alınabilecek önlemler ve kilitleme detayları üzerine yapılmış bazı analiz çalışmaları da sunulmuştur.

2. ESNEYEREK KİLİTLENEN BAĞLANTILAR

2.1. Genel Uygulamalar

Esneyerek kilitlenen bağlantılar, montaj grubunu oluşturan parçaların esnekliğinden faydalanarak kilitlenen bağlantılardır. Montaj işleminde maliyeti düşürmesi ve geri dönüşüm için yapılan demontaj prosesini kolaylaştırdığı için gittikçe artan bağlantı uygulamasıdır. Bu tip bağlantılar kolay açılabilir, zor açılabilir veya hasarsız açılmaz şekilde tasarlanabilir. Kısaca, tasarımcılara çeşitli ve yaratıcı bağlantı imkanı sağlar. Ucuz tükenmez kalem gibi kırtasiye malzemelerinden otomotiv parçalarına kadar yaygın uygulama alanı vardır. Üç ana tipi mevcuttur.

- Kiriş veya ayaklı: Ayak ucunda kitleme detayı bulunan bağlantılardır. Sürekli bağlantılar için kitleme yerine herhangi bir aletle, dıştan bakıldığında erişilemeyecek şekilde tasarlanır. Eğer bağlantı tekrar açılacaksa, kitleme bölgesine ulaşılabilecek şekilde tasarlanır.
- Çevresel bağlantılar: Tükenmez kalem kapağı en iyi örnektir.
- Burulma tipi bağlantılar: Bu tip bağlantılar yeniden açılabilir olarak tasarlanır. Çalışma prensibi, bir noktaya dayalı kaldıraç temelini esas alır.

2.2. Avantajları ve Dezavantajları

2.2.1. Avantajları

Esneyerek kilitlenen bağlantıların tasarımı esnasında bağlantının şekli, bağlantının tekrarı, kalıp maliyeti, zorlanma süresi gibi etkenler göz önünde bulundurulması gerekir [5]. Ayrıca, bu tip bağlantılar uzun süreli zorlanmaların altında olmamalıdır ve düşük güvenlik faktörleri gerektirmektedir. Esneyerek kitlemenin başlıca avantajları aşağıda verilmiştir:

- Bağlantı için insertler, yapıştırıcı ve solvent gibi ek malzeme ihtiyacı olmaz. Bu yüzden, yardımcı bağlantı parçası kullanılan metotlara göre daha ucuzdur. Ayrıca, parçanın sökülmesi ve geri dönüşüm işlemleri de ucuz ve kolaydır.

- Herhangi bir alet kullanmaksızın sadece doğrusal zorlama ile kolayca kilitlenebilir. Otomatik montajlama teknikleri ile uygun ve yüksek üretim hızını yakalamak kolaydır.
- Metal-plastik veya farklı malzemeden yapılmış plastik parçaların birleştirilmesini sağlar. Esneyerek kitleme yapamayacak kadar sert metal veya plastik parçalara, uygun malzemeden üretilmiş parçalar bağlanarak istenen kitleme elde edilebilir.
- Sabit bağlantı olarak kullanılabilir (bağlantı yapılan ayağa dışarıdan ulaşılamıyorsa bağlantı sabit kabul edilir).
- Yeniden açılabilir bağlantı olarak kullanılabilir (kitleme yerine dışarıdan ulaşıyorsa yeniden açılabilir kabul edilir).
- Şekil alternatifi çoktur.
- Bağlantının yapılacağı iki parça arasına üçüncü bir parça montajlanabilir.
- Bağlantı ayakları, parçaların arasında ve iç kısımda kullanılabilir.
- Montaj için kullanılan enerji az olduğundan enerji verimi yüksektir.
- Yapıştırıcı ve solvent gibi montaj sistemlerinin aksine, zehirli dumanın uzaklaştırılmasında kullanılan cihazlara ihtiyaç duyulmaz.
- Montaj öncesi ve sonrasında ek işlemler olmadığı için uygulama süresi oldukça kısadır ve 20-60 parça/dakika arasında üretim hızı sağlanabilir.

2.2.2. Dezavantajları

- Kalıp sınırları: Esneyerek kilitlenen bağlantıların detayları için hareketli maça gerekebilir. Hareketli maçalı kalıplar, üretim tasarım özgürlüğünü azaltacaktır.
- Üretim sınırları: Çok küçük iç kitleme detayına sahip parçaların üretiminde parça deforme olmadan hareketsiz maça kalıptan ayrılabilir. Fakat, küçük bağlantı detaylarının kalıba işlenmesi oldukça zordur.
- Montaj hasarları: Kiriş şeklindeki bağlantı ayakları için burulma, uygun olmayan tasarım ve bağlantıdan kaynaklanan gerilmeler hasara sebep olan etkenlerdir. Silindirik bağlantılarda ise kaynak çizgileri, yolluk gerilmeleri ve parça içindeki boşluklar önemli hasar nedenidir.
- Malzeme sınırları: Bağlantı için malzemenin elastikiyeti uygun olmalıdır.

- Isıl genleşme: Montaj yapılan iki parçanın arasında yüksek bir ısıl genleşme farkı varsa yüksek sıcaklık gerilme kırılmalarına ve bağlantı zayıflamasına sebep olur.
- Nem emme özelliği: Bazı plastikler için nem emmenin neden olduğu genleşme, bağlantının zayıflamasına neden olur.
- Montaj sınırları: Bağlantı ayakları montaj esnasında kırılmaya karşı oldukça hassaslaşır. Özellikle, sert ve takviyeli plastikler bu tip hasarlara karşı duyarlıdır.
- Yük altındaki bağlantılar gevşeyebildiği için hava geçirmez yalıtım bağlantısı olarak kullanılması oldukça zordur. Esneyerek kilitlenen parçaların arasında yumuşak conta ile yalıtım sağlanabilir.

İdeal olan bağlantı şekli, montaj detaylarının sadece montaj esnasında yüke maruz kalacak şekilde tasarlanması ile mümkündür.

Aşağıda açıklanan diğer dezavantajlar ise hareketsiz pozisyonda ve yük altındaki bağlantılar için geçerlidir.

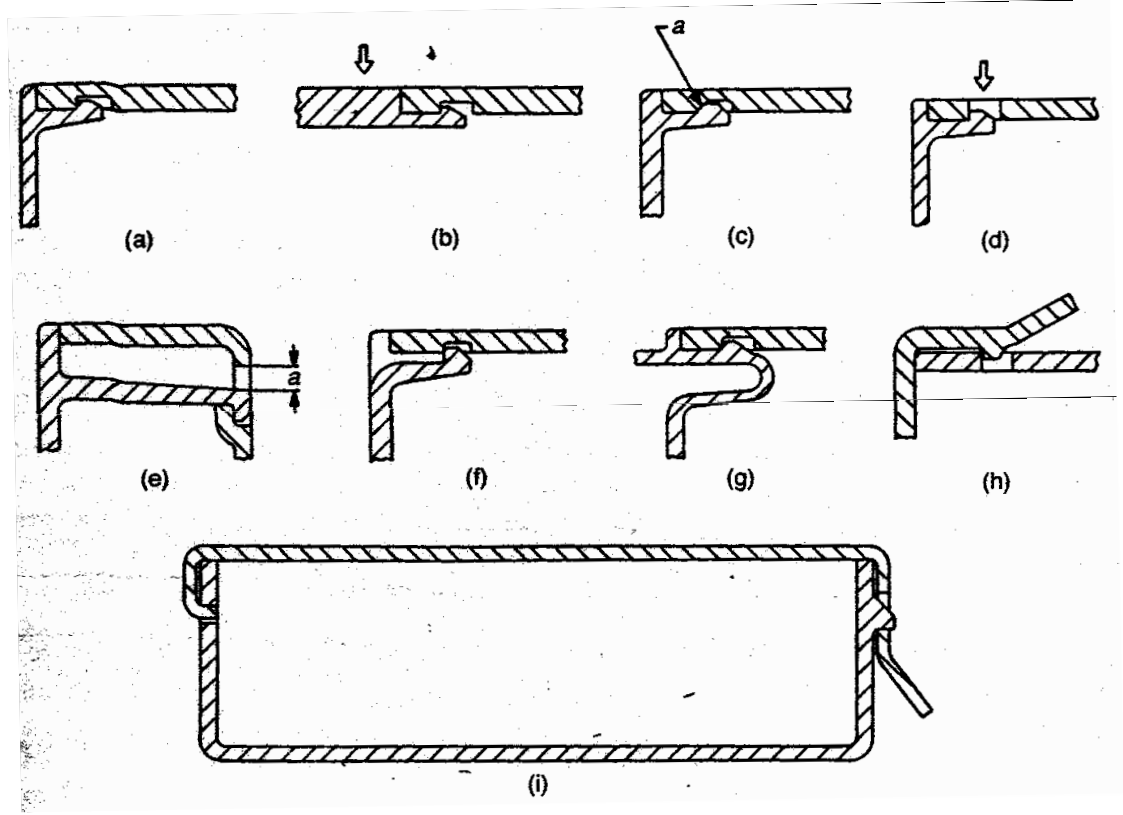
- Gerilme rahatlama: Özellikle yüksek sıcaklıklarda, malzemenin zamanla zorlamalara karşı dayanımı azalır ve gerilme rahatlama malzemenin kırılmasına neden olur.
- Sürünme: Yük altındaki bağlantı, malzemenin zamanla sürünmeye maruz kalmasından dolayı gevşer.
- Kimyasal etkenler ve UV, gerilme kırılmalarına ve dolayısıyla hasara neden olur.

2.3. Esneme Ayağına Sahip Bağlantılar

2.3.1. Bağlantı Şekilleri

İhtiyaca bağlı olarak sabit veya yeniden açılabilir olarak tasarlanabilir. Şekil 2.1a' da sabit bir bağlantı gösterilmiştir. Bağlantı ayağını taşıyan gövde ve eş çalışan parçanın iç duvarı 90° lik açı ile konumlandırılmıştır. Bu tip bağlantılar, parçalara zarar verilmeden uygun bir kuvvetle açılmazlar [5]. Şekil 2.1b' de gösterilen ayak aşağı doğru uygulanan bir kuvvetle yerinden ayrılabilir. Eğer Şekil 2.1c' de gösterildiği gibi bağlantı ucunun çıkma yönündeki kenarının açılı olması durumunda, ayak zarar görmeden açılabilir. İlgili kenardaki açı değiştirilerek kilidin açılması ve üretimi esnasında kalıptan ayrılması için gerekli olan kuvvet kontrol edilebilir. Kalıptan

esneyerek ayrılabilen detaylar sayesinde hareketli maça ihtiyacı ortadan kalkar ve kalıp maliyeti azaltılır.



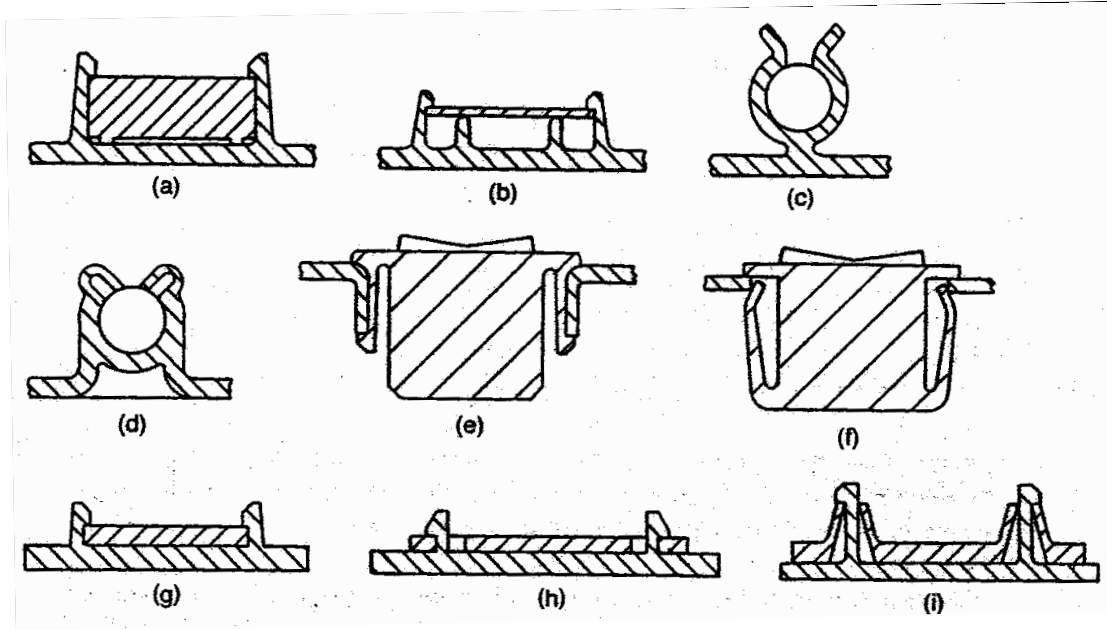
Şekil 2.1: Esneyerek kilitlenen bağlantılar

(a) sabit, (b) yeniden açılabilir, (c) yeniden açılabilir (*a*, açılı bağlantı), (d) yeniden açılabilir – yandan alet ile ulaşılabilir, (e) yeniden açılabilir – alttan alet ulaşılabilir (*a*, esneme sınırı), (f) yeniden açılabilir – önden alet ile ulaşılabilir, (g) kolay açılabilir – U ayak (h) açılabilir – tespit mandallı (i) kolay açılabilir – bağlantının bir tarafı tespit mandallı diğer tarafı iç yuvaya giren menteşe bağlantısı

Genelde, yeniden sökülebilen bağlantılar için uç kısımdaki kilit detayını yerinden çıkaracak bir açıklığa ihtiyaç vardır. Şekil 2.1d, e ve f’ de gösterildiği gibi bir aralık oluşturulursa kilit ucuna dışarıdan ulaşılabilir ve tornavida gibi bir alet ile bağlantı serbest bırakılır. Şekil 2.1e’ deki gibi ayağın esneme hareketi sınırlanabilir. Fakat bu detaylarda, açıklık ölçüsünün bağlantı ucu için yeterli olup olmadığına dikkat edilmesi gerekir.

Esneyerek kilitlenen ayak, pil yuvası kapağında olduğu gibi sürekli açılıp kapanacaksa Şekil 2.1g’ de gösterilen “U” şeklinde veya Şekil 2.1h’ de gösterilen tespit mandallı şeklinde olabilir.

Şekil 2.1i tipi bağlantılarda ise bir tarafı açık yuva diğer tarafı kilitleme dili olan detaylar kullanılır.



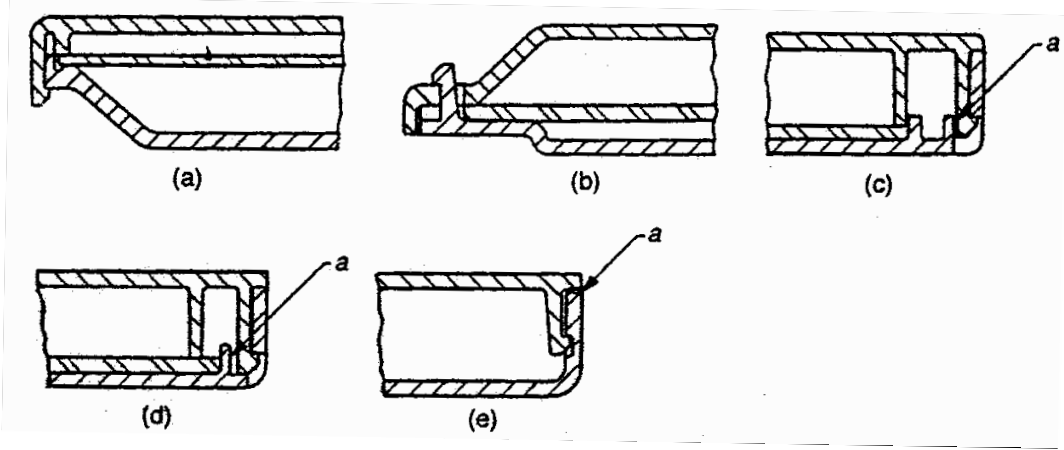
Şekil 2.2: Özel bir tanımı olmayan bağlantılar için bazı örnekler:

(a ve b) elektrik devre parçaları, (c ve d) çubuk ve kablo sıkıştırma detayları, (e ve f) panel kilitleme, (g) dar tolerans aralığı gerektiren bağlantı (h ve i) geniş tolerans aralığı gerektiren süngü ayaklı bağlantılar

Şekil 2.2' de özel bir tanımı olmayan bağlantılardan bazıları gösterilmiştir. Şekil 2.2a ve b' de elektrik devre parçalarının kilitlenmesi, Şekil 2.2c ve d' de ise çubuk ve kabloların sıkıştırma detayları verilmiştir. Kabloların yerinden çıkarma kuvvetleri montaj kuvvetlerine eşit olması istenirse Şekil 2.2c' deki bağlantı, eğer çıkma kuvvetinin daha yüksek olması istenirse Şekil 2.2d' deki detayın kullanılması uygun olacaktır. Bazı durumlarda kilitleme kalıp içinde yapılır (Şekil 2.2e ve 2.2f). Şekil 2.2g' de gösterilen dış ayak bağlantılarının ölçüsel kontrolü oldukça zordur ve çok küçük ölçüsel sapmalarda kilitlenen parça küçük kuvvetler ile yerinden ayrılabilir. İç kilitleme ayakları ve süngü ayakları (Şekil 2.2h ve 2.2i) ölçüsel değişkenliğe daha az duyarlıdır [5]. Bağlantının ölçüsel değişkenliğine duyarlılığını azaltmak için dış tarafa bölgenmiş çoklu ayak uygulaması kullanılır.

Çoklu parça montajları esneme ayakları ile yapılır. Şekil 2.3a ve b' de örnek bağlantı kesitleri ve Şekil 2.3c' de ise kilidin gevşemesini önlemek ve ayağı desteklemek için bir federin nasıl kullanıldığı gösterilmiştir. Şekil 2.3d' de, esneyen ayağın hareketini sınırlayarak hasar görmesini engelleyen feder kullanılmıştır. Eğer aradaki parça kauçuk gibi yumuşak bir malzeme ise conta görevi görebilir. Fakat zamanla oluşacak

malzeme sürünmesinden dolayı conta özelliği azalacaktır. Bu yüzden, contalı montajlarda esneyerek kilitleme özelliği, geçici bağlantı olarak kullanılır. Özellikle, yapıştırma işlemi öncesi şekil ilişkisini sağlaması için kullanılması uygundur (Şekil 2-3e).



Şekil 2.3: Çoklu parça montajları:

(a) dıştan bağlantı, (b) süngü ayaklı bağlantı, (c) iç bağlantı (a, desteleyici feder), (d) esnemeyi sınırlayan federli bağlantı, (e) şekil ilişkisi sağlandıktan sonra yapıştırıcı (a, yapıştırıcı) uygulaması

2.3.2. Ayaklı Bağlantıların Formülüzasyonu

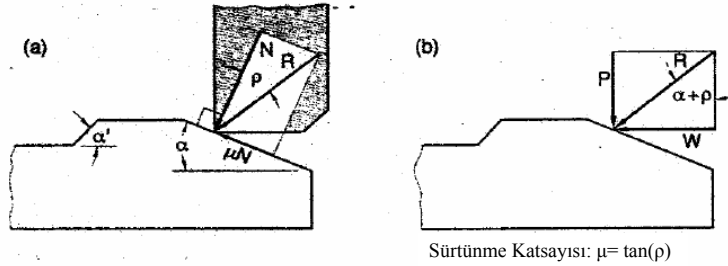
Bu tip bağlantılarda ayak esneyecek şekilde uç detayı tasarlanır. Uç kısmın şekline uygun olarak montaj kuvveti hesaplanır. Montaj bileşke kuvvetinin (R) iki bileşeni vardır: Ayağın esnemesini sağlayan normal kuvvet (N) ve sürtünme kuvveti (F) (Şekil 2-4a).

Montaj kuvveti (R) Şekil 2-4b' de gösterildiği gibi bileşke kuvvetlerine ayrılırsa düşey kuvvet (P) ve yatay kuvvet (W) olur;

$$W = Px \tan(\alpha + \beta) = Px \frac{\mu + \tan \alpha}{(1 - \mu) \tan \alpha} \quad (2.1)$$

Burada, "P", esneme kuvvetini ve " μ " ise iki malzeme arasındaki dinamik sürtünme katsayısını göstermektedir. $(\mu + \tan \alpha) / [(1 - \mu) \tan \alpha]$ ' nin değeri uç açısına (α) bağlı olarak Şekil 2.5' den belirlenebilir. Sürtünme katsayısı (μ) kayma hızı, sıcaklık, normal yük, çevre şartları, şekil, yüzey kalitesi gibi etkiler ile değişir. Bu yüzden, gerçek " μ " değerinin belirlenmesi oldukça zordur ve grafikten alınan değer

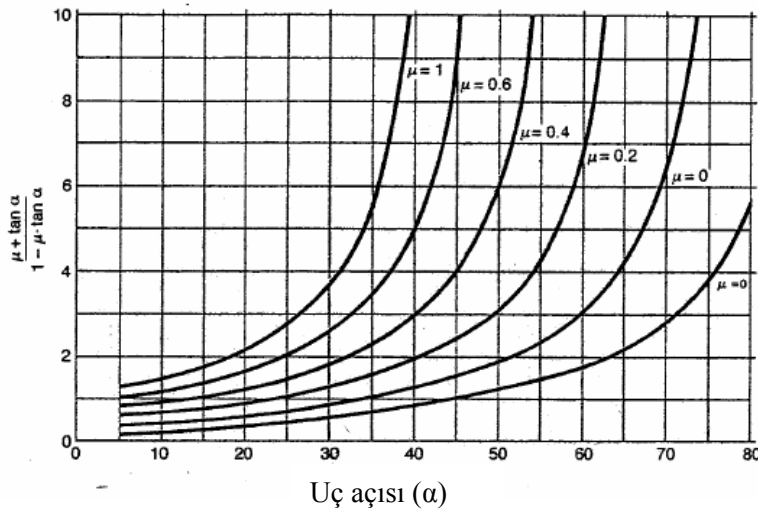
yaklaşık bir değerdir. Çeşitli plastikler için sürtünme katsayısı (μ) değeri Tablo 2.1’ de yaklaşık olarak verilmiştir.



Şekil 2.4: Esneyerek kilitlenen ayağa uygulanan kuvvetler:
(a) $F = \mu N$, (b) sürtünme katsayısı $\mu = \tan \rho$

Esneyme ayağın tasarımına, uç kayma açısının (α) 15° - 30° derece olarak belirlenmesiyle başlanabilir. Malzeme özelliğine bağlı olarak değişen (α) uç açısı hiçbir malzeme için 45° ’ den daha büyük olmaması gerekir.

Çıkma kuvvetinin hesaplanmasında ise benzer tarzda bağlantı ucunun arka duvarındaki çıkma açısı (α') kullanılır. Sabit bağlantılar için bu açı 90° ’ dir. Fakat, montajdan sonra yükleme ekseninde meydana gelecek kayma, ayağın gerilim altında kalmasına sebep olacaktır. Bu yüzden, ayağın bağlantı yuvasındaki tolerans ilişkisinin iyi değerlendirilmesi gerekir. Eğer bağlantı tekrar açılacaksa, çıkma açısının (α') 45° - 60° arasında olması uygundur.



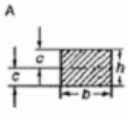
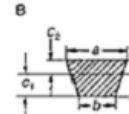
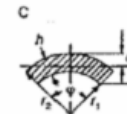
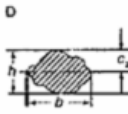

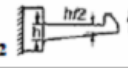
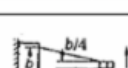
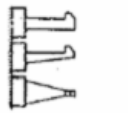
Şekil 2.5: $(\mu + \tan \alpha) / [(1 - \mu) \tan \alpha]$ değerinin belirlenmesinde kullanılan diyagram

Tablo 2.1: Çeşitli plastiklerin çelik üzerindeki sürtünme katsayısı “ μ ”

Malzeme	μ
PTFE	0.12 – 0.20 (x1.0)
HDPE	0.20 – 0.25 (x2.0)
PP	0.25 -0.30 (x0.15)
POM	0.20 – 0.35 (x1.5)
PA	0.30 – 0.40 (x0.15)
PBT	0.35 – 0.40 (x1.0)
PS	0.40 – 0.50 (x1.2)
SAN	0.45 – 0.55 (x1.0)
PC	0.45 – 0.55 (x1.2)
PMMA	0.5 – 0.60 (x1.2)
ABS	0.5 – 0.65 (x1.2)
LDPE	0.55 – 0.60 (x1.2)
PVC	0.55 – 0.60 (x1.0)

Tablo 2-1’ de verilen değerler iki farklı plastik malzeme arasındaki sürtünme katsayısı olarak kullanılabilir. Fakat, aynı malzemeden yapılmış olan iki parça için sürtünme katsayıları parantez içindeki değer ile çarpılmalıdır.

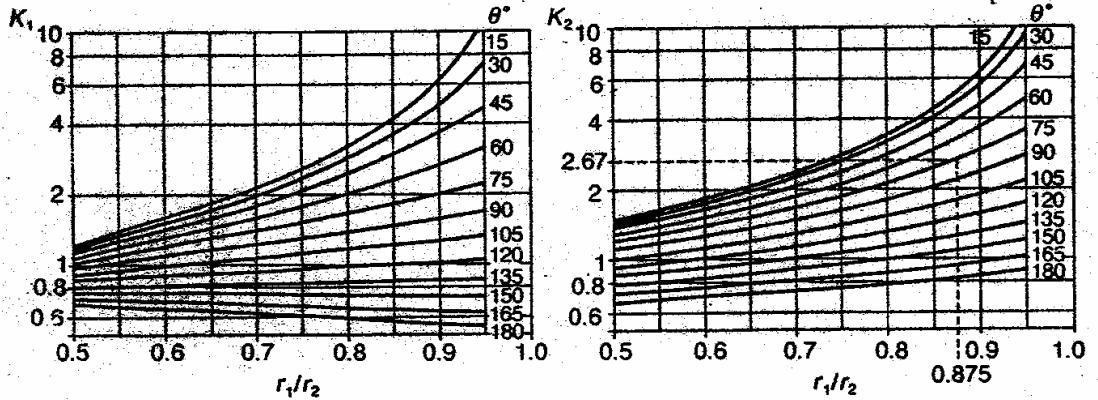
Tablo 2.2a: Esneyerek kilitlenen ayaklı bağlantı kesitleri için formüller

		Kesitin Şekli			
		A  Dikdörtgen Kesit	B  Yarımk Kesit	C  Halka Kesit	D  Düzensiz Kesit
En Büyük Esneme Miktarı	Ayağın Tipi				
	1	 Uzunluğu boyunca sabit kesit	$y = 0.67x \frac{el^2}{h}$	$y = \frac{a+b_{(1)}}{2a+b} x \frac{el^2}{h}$	$y = K_{(2)} x \frac{el^2}{r_2}$
 “y” ekseninde uç ve dip kesit kalınlık oranı 1/2 olan kesit.		$y = 1.09x \frac{el^2}{h}$	$y = 1.64x \frac{a+b_{(1)}}{2a+b} x \frac{el^2}{h}$	$y = 1.64x K_{(2)} x \frac{el^2}{r_2}$	$y = 0.55x \frac{el^2}{c_{(3)}}$
 “z” ekseninde uç ve dip kesit kalınlık oranı 1/4 olan kesit		$y = 0.86x \frac{el^2}{h}$	$y = 1.28x \frac{a+b_{(1)}}{2a+b} x \frac{el^2}{h}$	$y = 1.28x K_{(2)} x \frac{el^2}{r_2}$	$y = 0.43x \frac{el^2}{c_{(3)}}$
Esnekleme Kıvrımları		$P = \frac{z}{6} x \frac{E_1 \varepsilon}{I}$	$P = \frac{z}{12} x \frac{a^2 + 4ab_{(1)} + b^2}{2a+b} x \frac{E_2 \varepsilon}{I}$	$P = Z_{(4)} x \frac{E_1 \varepsilon}{I}$	$P = Z_{(4)} x \frac{E_2 \varepsilon}{I}$

Tablo 2.2b: Tablo 2.2a’ da gösterilen semboller ve notlar.

Semboller	Notlar
y: esneme miktarı Birim uzama sınır değerinin (ϵ_{per}) kullanılması durumunda ilgili detayın yapacağı en büyük esneme miktarı (y_{per}) hesaplanır	1. Bu formüller küçük yüzey alanı “b” için uygulanır. “a” kenarındaki şekil değiştirme oranı hesabında ise “a” ve “b” formülde yer değiştirmelidir.
ϵ : birim uzama Formüllerde % değeri kullanılır.	2. Konveks yüzeyin şekil değiştirme hesabında Şekil 2.6’ da verilen K_2 değeri kullanılır. Konkav yüzeyin şekil değiştirme hesabında ise K_1 değeri kullanılır.
I: ayak uzunluğu	
h: ayak kalınlığı (yüksekliği)	
b: ayak genişliği	
c: ağırlık merkezine en uzak kesit noktasının mesafesi	
Z: kesit modülü $Z=I/c$, I: atalet momenti	3. “c” ağırlık merkezine en uzak kesit noktasının mesafesi
E_s : secant elastikiyet modülü	
P: esneme kuvveti	4. Gerilmeye maruz kalan yüzey için kesit modülün belirlenmesi gerekir. “C” tipindeki kesitler için kesit modülleri radyüslere bağlı olarak Şekil 2.7’ de verilmiştir.
K: geometri faktörü	
ϕ : açısı	

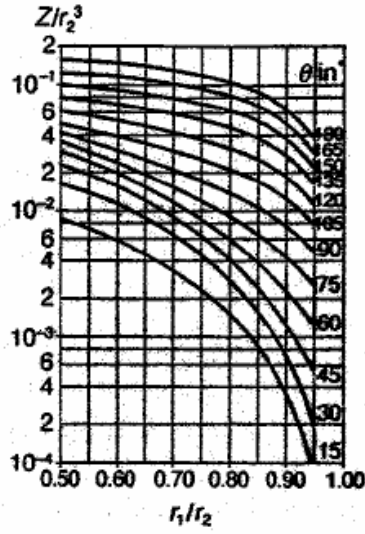
Eğilme kuvveti (P), ayak kesitine bağlıdır. Eğilme kuvvetinin belirlenmesinde kullanılacak formüller kesite bağlı olarak Tablo 2.2a’ da verilmiştir. İlgili formüllerde kullanılan geometri faktörü Şekil 2.6 ve Şekil 2.7’ da verilen grafikler ile belirlenir. Esneyerek kilitlenecek bağlantı formülleri, eş çalışacak parçalardan birinin sert değerinin ise esnek olacağı kabulü ile oluşturulmuştur. Hesaplamaların yapılabilmesi için birim uzama sınır (ϵ_{per}) değerinin tespiti gereklidir. Tablo 2.2a’ da kullanılan semboller Tablo 2.2b’ de tanımlanmıştır.



Şekil 2.6: Tablo 2.2a’ da verilen “C” tipi kesit hesaplarında K_1 ve K_2 sabitlerini belirlemek için kullanılan diyagramlar.

$$Z_1 = r_2^3 \times Z/r_2^3$$

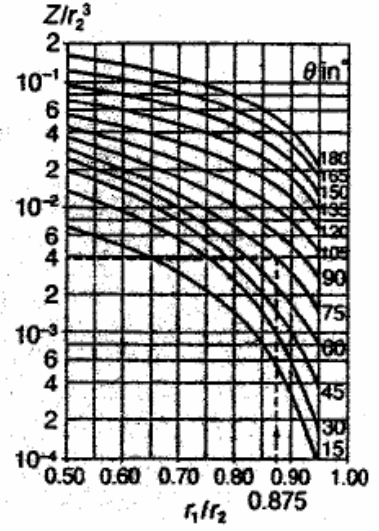
$$Z_2 = r_2^3 \times Z/r_2^3$$



Ömek:

$$\begin{aligned} r_1 &= 8.75 \text{ mm (0.344 in.)} \\ r_2 &= 10 \text{ mm (0.394 in.)} \\ \theta &= 75^\circ \end{aligned}$$

grafikten, $Z/r_2^3 \approx 0.0038$
 $Z_2 = (10 \text{ mm})^3 \times 0.0038$
 $= 3.8 \text{ mm}^3 (2.3 \times 10^{-4} \text{ in.}^3)$



Şekil 2.7: Tablo 2.2a’ da verilen “C” tipi kesit hesaplarında, kesit modülünün (Z) hesaplanmasında kullanılan ölçsüz Z/r_2^3 ’ nin belirlenmesi için grafikler. Z_1 değeri, gerilme altındaki konkav kenar için, Z_2 değeri ise gerilme altındaki konveks kenar için kullanılır.

Dikdörtgen düz kiriş kesitler diğer kesitlere göre en ucuz kalıp maliyetine sahiptir [5]. Fakat bu tip kesitlerin ayak dipleri esneme esnasında, en yüksek gerilme yoğunluğu ve birim uzama (ε) miktarı ile kilitleme yapar. Ayrıca, gerekli esneme miktarını sağlamak için daha uzun bir ayak ihtiyacı vardır. Bu da, daha fazla malzeme kullanımı ve çevrim süresi gerektirir. Bu tip gereksinimler parça maliyetini artırır.

Ayak dibindeki gerilimler, yamuk kesitli ayak ile dağıtılabılır. Aynı kalınlığa (yüksekliğe) sahip dikdörtgen kesitli ayağa göre yamuk kesit, ayak dibindeki şekil değiştirmeyi azaltığı için daha büyük esneme miktarı sağlayabilir.

Tablo 2.2a’ da 3 numaralı detay ile gösterildiği gibi uç ile dip arasındaki genişlik oranı 1/4 olabilir. Fakat uç ile dip arasındaki en iyi kalınlık (yükseklik) oranı Tablo 2-2a 2 numaralı detaya benzer olarak 1/2’ dir [5].

1/2 kalınlık oranı dışındaki uç-dip oranı için Formül 2.2’ de gösterilen ve geometri faktörü içeren eşitlik kullanılır. Geometri faktörü, kesit yükseklik oranına (h_L/h_0) bağlı olarak Tablo 2.3’ de verilmiştir.

$$y = 0.67K \frac{\varepsilon l^2}{h} \quad (2.2)$$

Tablo 2.3: Formül 2-2' de verilen geometri faktör sabitinin (K) değerleri

h_l/h_o	K	h_l/h_o	K	h_l/h_o	K	h_l/h_o	K
0,33	2,137	0,50	1,636	0,67	1,338	0,84	1,138
0,34	2,098	0,51	1,614	0,68	1,324	0,85	1,128
0,35	2,060	0,52	1,593	0,69	1,310	0,86	1,118
0,36	2,024	0,53	1,573	0,70	1,297	0,87	1,109
0,37	1,989	0,54	1,553	0,71	1,284	0,88	1,100
0,38	1,956	0,55	1,534	0,72	1,272	0,89	1,091
0,39	1,924	0,56	1,515	0,73	1,259	0,90	1,082
0,40	1,893	0,57	1,497	0,74	1,247	0,91	1,073
0,41	1,863	0,58	1,479	0,75	1,235	0,92	1,064
0,42	1,834	0,59	1,462	0,76	1,223	0,93	1,056
0,43	1,806	0,60	1,445	0,77	1,212	0,94	1,047
0,44	1,780	0,61	1,429	0,78	1,201	0,95	1,039
0,45	1,754	0,62	1,413	0,79	1,190	0,96	1,031
0,46	1,729	0,63	1,399	0,80	1,179	0,97	1,023
0,47	1,704	0,64	1,382	0,81	1,168	0,98	1,015
0,48	1,681	0,65	1,367	0,82	1,158	0,99	1,008
0,49	1,658	0,66	1,352	0,83	1,148	1,00	1,000
$h_L = \text{ayak uç kalınlığı}$				$h_o = \text{ayak dibi kalınlığı}$			

2.4. Esneyerek Kilitlenen Çevresel Bağlantılar

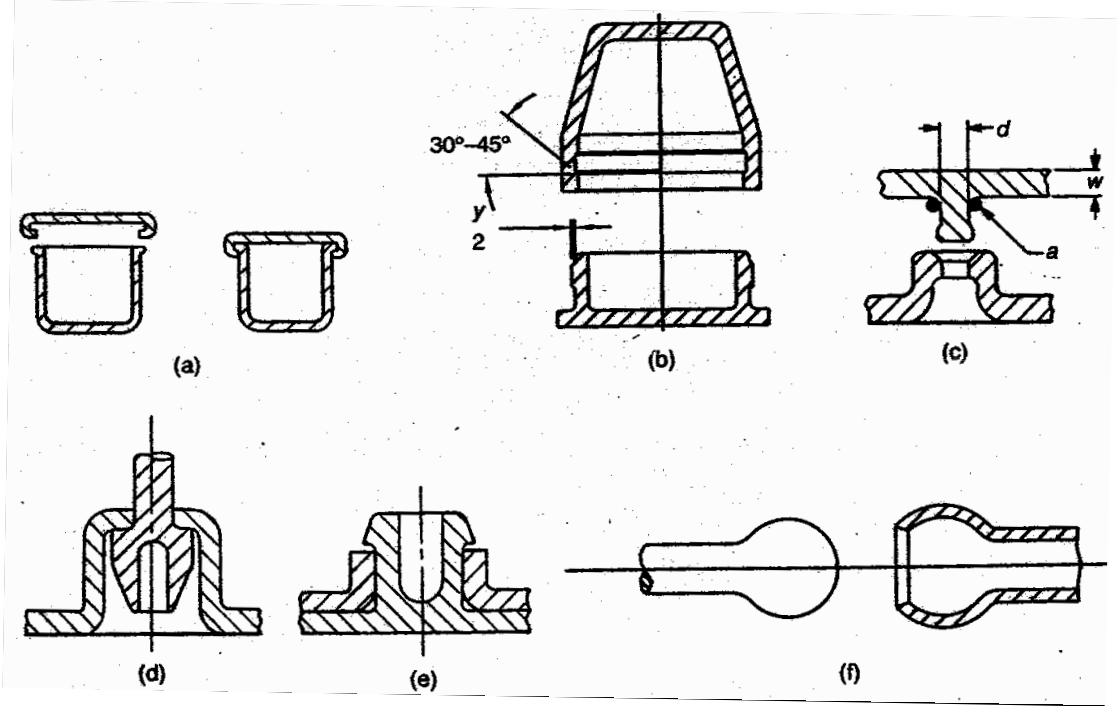
2.4.1. Bağlantı Şekilleri

Yuvarlak tipteki esneyerek kilitlenen bağlantılara örnek olarak gıda saklama kapları gösterilebilir. Fakat, bu tip bağlantıların tasarlanmasından daha önemli olan üretilebilmesidir. Enjeksiyon ile üretilmeleri oldukça zordur ve üretim sonrası bağlantı kesitleri dikdörtgen şeklinde olmaktadır. Silindirik bağlantılar sabit ve yeniden açılabilir olarak tasarlanmaktadır.

Şekil 2-8a ve b' de gıda saklama kaplarında kullanılan tipik bağlantılar gösterilmiştir. Esneyerek kilitlenen butonların bağlantıları Şekil 2-8c, kilit bağlantılar Şekil 2.8d ve e' de gösterilmiştir. Mil çapı duvar kalınlığının 0.6' sına eşit veya küçük (Şekil 2.8c) olması durumunda dolu mil olarak tasarlanabilir [5]. Milin daha kalın olması istenirse, Şekil 2.8d ve e' deki bağlantıların kullanılması uygun olacaktır. Bu iki tip bağlantı için uç açısının 30°' den fazla olmaması gerekir. Şekillerden bağımsız olarak mil dibindeki radyüsler, parça kalınlığının (W) %25' inden daha az olmamalıdır (0.5W uygundur).

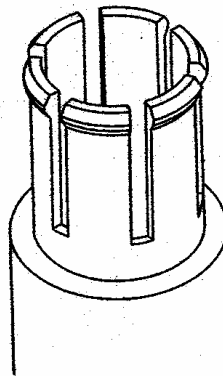
Şekil 2.8f' de verilen küresel mafsallı bağlantılar genelde oyuncaklarda kullanılmaktadır.

Esneyerek kilitlenen çevresel bağlantılar, kesit üzerinde oldukça yüksek gerilmeler oluşturmaktadır. Bu tip uygulamalar için Şekil 2.9’ da gösterildiği gibi kesintili çevresel bağlantılar kullanılabilir. Kesintili çevresel bağlantı esneme hesabı Tablo 2.2a’ daki “C” kesitine göre yapılır.



Şekil 2.8: Çevresel bağlantılar

(a) saklama kapları (b) çevresel bağlantı (c) buton kilitler (a, kauçuk yuvarlak conta; $d \leq 0.6W$), (d) ve (e) kilit bağlantılar (f) küresel mafsals



Şekil 2.9: Esneyerek kilitlenen kesitli çevresel bağlantı

2.4.2. Çevresel Bağlantıların Formülüzasyonu

2.4.2.1. Esneme Sınırı

Esneyerek kilitlenen çevresel bağlantı şeklinin tasarlanması için ilk etapta, çaptaki esneme sınırı y_{per} ' nin birim uzama sınırı ϵ_{per} ' e bağlı olarak belirlenmesi gereklidir (Şekil 2.10). İlgili eşitlik Formül 2.3' te verilmiştir.

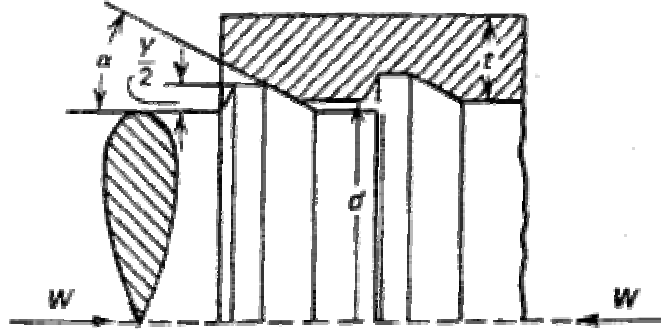
$$y_{per} = \epsilon_{per} \cdot d \quad (2.3)$$

y_{per} : esneme sınırı (m)

ϵ_{per} : Birim uzama sınırı (% , değeri 100 ile çarpılır)

d : Kafa veya ayak çapı (m)

Bu formül, eş çalışan parçalardan birinin esnediği kabulü ile elde edilmiştir.



Şekil 2.10: Esneyerek kilitlenen çevresel bağlantı için parça ilişkisi

Eş çalışan parçalardan biri diğerine göre daha sert ise şekil değiştirmeyi, daha esnek olan parçanın yaptığı kabul edilebilir. Aksi durumda şekil değiştirme miktarının bağlantıyı oluşturan parçalara pay edilmesi gerekir. Örneğin iki parçanın esnekliği ve esneyen kesitlerin geometrik ölçüleri aynı ise şekil değiştirme miktarı $\frac{1}{2}$ olarak değerlendirilebilir.

Birim uzama sınırı Formül 2.4' de gösterilmiştir.

$$\epsilon_{per} = \frac{y_{per}}{d} 100\% \quad (2.4)$$

2.4.2.2. Radyal ve Eksenel Kuvvetler

Pek çok uygulamada esneyerek kilitlenen çevresel bağlantılar, ayaklı bağlantılara göre daha kuvvetlidir. Dış parça ısı ile genişletilerek veya iç parça soğutulup küçülterek montaj kuvveti azaltılsa bile silindirik bağlantılar için daha yüksek montaj kuvvetine ihtiyaç duyulur. Montaj esnasında gerilme geniş bir yüzeye dağılır ve elastik olan parça esner. Gerilme altında kalan alanı önceden belirlemek zor olduğu için hesap yaklaşık olarak yapılmaktadır[5].

Hesaplamanın genel prensibi, bağlantının uç kısmında gerçekleştiği varsayımına dayanmaktadır. Hesaplamadan çıkan sonuçlar bağlantı yerinin gerçek bölgesine göre düzeltilir. Gerilme dağılımı Şekil 2.11’ de gösterilmiştir ve tüpün ucundan bağlantı yerine kadar olan mesafe “ δ ” olarak ifade edilmiştir.

Silindirik tüpün uç kısmında başlayan bağlantı için radyal kuvvet (esneme kuvveti) “P” değeri aşağıda verilen Formül 2.5 ile hesaplanır.

$$P = ydE_s X \quad (2.5)$$

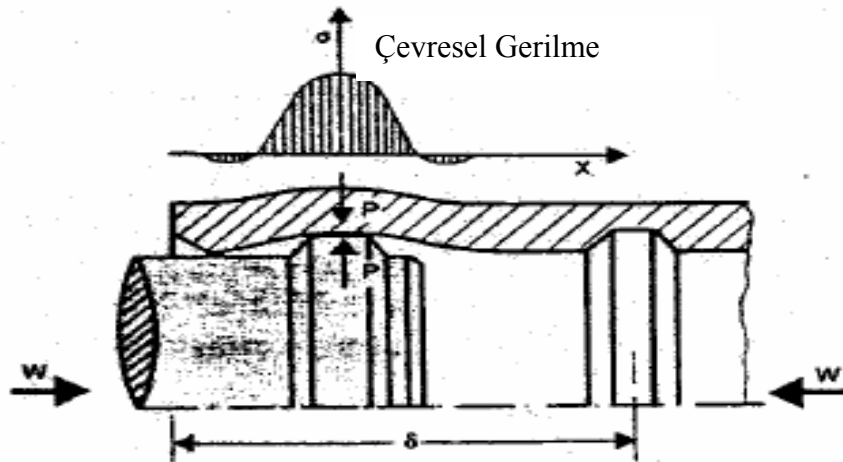
P: radyal kuvvet (esneme kuvveti) (N)

y: esneme miktarı (m)

d: bağlantı çapı (m)

E_s : secant elastikiyet modülü (Pa)

X: geometrik faktör



Şekil 2.11: Esneyerek kilitlenen çevresel bağlantıda gerilme dağılımı

Esneyerek kilitlenen elemanların geometrik sertliği, geometrik faktör ile hesaplanır. Bağlantıdaki mil sert ve dış tüp esnek olduğu zaman geometrik faktör;

$$X_N = 0,62 \frac{\sqrt{(d_0/d - 1)/(d_0/d + 1)}}{[(d_0/d)^2 + 1]/[(d_0/d)^2 - 1] + \nu} \quad (2.6)$$

d₀: tüpün dış çapı (m)

d: bağlantı çapı (m)

ν: poisson oranı

Mil esnek ve dış tüp sert olduğu zaman geometrik faktör;

$$X_W = 0,62 \frac{\sqrt{(d/d_i - 1)/(d/d_i + 1)}}{[(d/d_i)^2 + 1]/[(d/d_i)^2 - 1] + \nu} \quad (2.7)$$

d_i: milin iç çapı (m)

Geometrik faktör (X) değerinin belirlenmesi formül hesabından başka Şekil 2.12' de verilen grafikler yardımıyla yapılabilir. Esneme kuvveti (P), montaj kuvvetin (W) hesaplanmasında kullanılır;

$$W = P \frac{\mu + \tan \alpha}{1 - \mu \tan \alpha} \quad (2.8)$$

μ: sürtünme katsayısı

α: kafa açısı

Milin tüp ucuna girişi ve tüp içinde ilerlemesi esnasında esnek yapının ve radyal yüke (P) maruz kalan taban yüzeyinin davranışı Şekil 2.13' de gösterilmiştir. Kilitleme detayının tüp ucundan mesafesi, yukarıda yapılan hesapların doğruluğunu etkilemektedir. Detayın uçtan mesafesi (δ) Formül 2.9' dan çıkan sonuçtan büyük ise uçtan uzak kabul edilir.

$$\delta_{\min} \approx 1,8\sqrt{dt} \quad (2.9)$$

t: duvar et kalınlığı

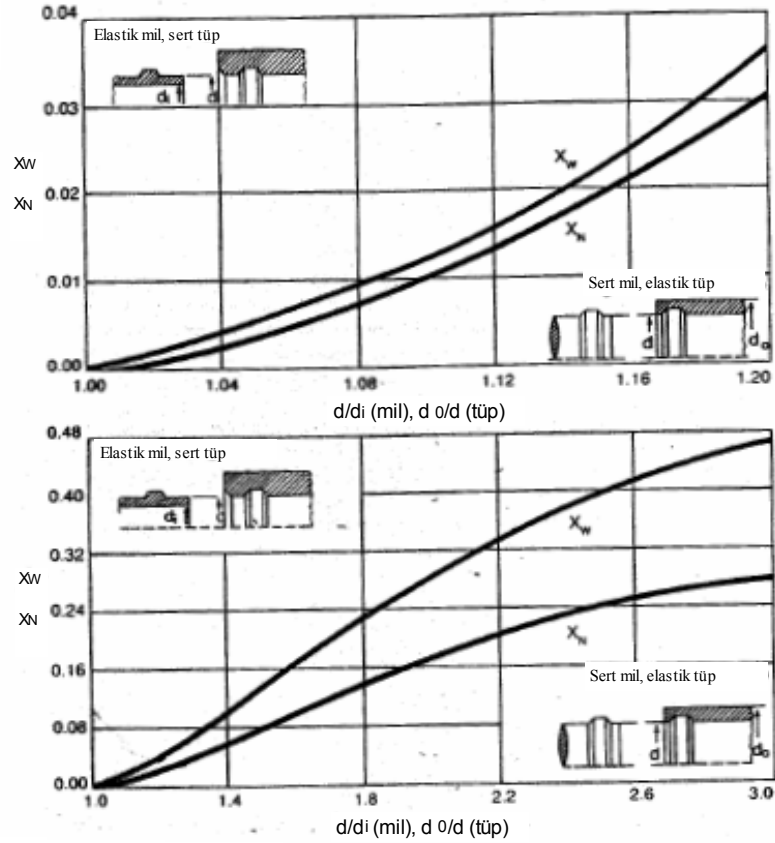
d: bağlantı çapı

Tüp ucundan uzak bağlantılar için eksenel ve radyal kuvvetler 3 ile çarpılır;

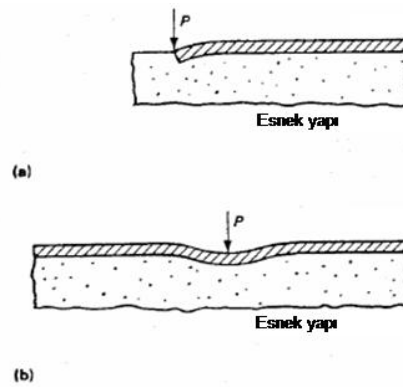
$$P_{uzak} = 3P_{yakın} \quad (2.10)$$

$$W_{uzak} = 3W_{yakın} \quad (2.11)$$

Yukarıdaki eşitlikler deneysel sonuçlardan elde edilmiştir. Bağlantı yeri uzaklığı tüpün ucu ile en küçük δ arasında bir bölgede ise kuvvetlerin değerleri uzaklığa oranla 1-3 katı arasında değişmektedir.



Şekil 2.12: Formül 2.6 ve 2.7' de belirtilen geometrik faktör (X) için diyagramlar.

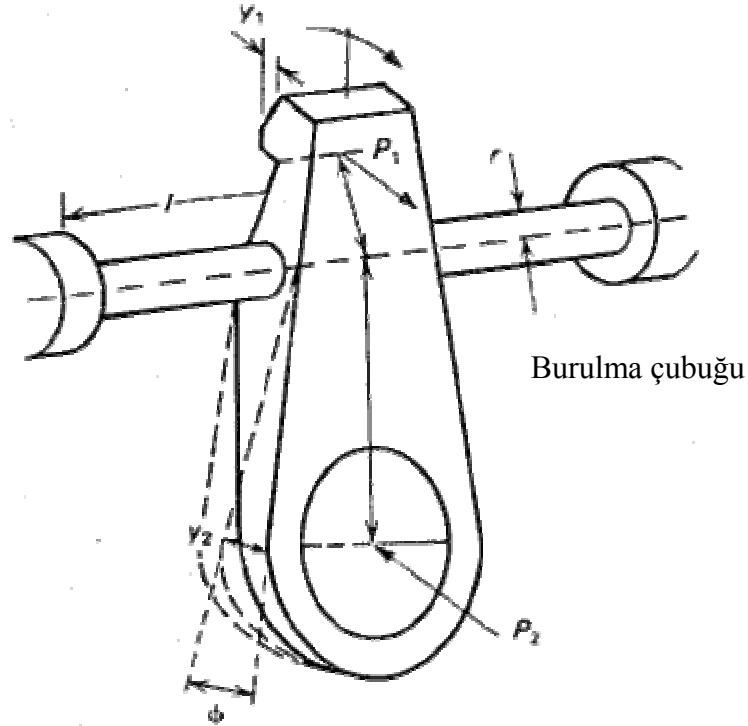


Şekil 2.13: Esnek yapı üzerindeki taban yüzeyi; (a) Tüp ucuna uygulanan radyal kuvvet (P) sonucu yapının davranışı (b) uçtan uzak uygulanan radyal kuvvet (P) yapının davranışı

2.5. Burularak Kilitlenen Bağlantılar

2.5.1. Uygulama Şekilleri

Esneyerek kilitlenen bağlantılardan en az kullanılan tipidir. Serbest bırakılabilen ve yeniden açılabilir kilit bağlantısı şeklinde tasarlanır. Şekil 2.14' de burularak kilitlenen bağlantı tipi gösterilmiştir.



Şekil 2.14: Burulma çubuklu bağlantı

2.5.2. Burularak Kilitlenen Bağlantıların Esneme Hesabı

Burularak kilitlenen bağlantıların hesaplarında kesme gerilmesi göz önünde bulundurulur. Manivela kolunu hareket ettiren kuvvet hesaplarında, bağlantı ucunu yuvasına kilitlemek için uygulanan P_1 kuvveti ve yerinden çıkarmak için gerekli olan P_2 kuvveti ilişkisi kurulur. Kilitleme ve açılma yönünde kolun uçları Şekil 2.14' deki gibi sırasıyla y_1 ve y_2 kadar hareket eder. Ölçüsel oran kurulduğunda Formül 2.12 elde edilir;

$$\sin(\varphi) = \frac{y_1}{l_1} = \frac{y_2}{l_2} \quad (2.12)$$

φ : burulma açısı

y_1, y_2 : manivela kolu uçlarındaki hareket miktarları

l_1, l_2 : manivela kolu uzunlukları

Burulma açısı sınırı φ_{per} aşağıda verilen Formül 2.13 ile belirlenir;

$$\varphi_{per} = \frac{180}{\pi} \times \frac{\gamma_{per} l}{r} \quad (2.13)$$

φ_{per} : burulma açısı sınırı

γ_{per} : kesme zorlama sınırı

l : burulma çubuğunun uzunluğu

r : burulma çubuğu yarıçapı

Yaklaşık olarak sınır kesme zorlamasının belirlenmesi için aşağıdaki yaklaşım kullanılır;

$$\gamma_{per} \approx (1 + \nu) \varepsilon_{per} \quad \text{veya} \quad \gamma_{per} \approx 1,35 \varepsilon_{per} \quad (2.14)$$

ε_{per} : birim uzama

ν : Poisson katsayısı (plastik için yaklaşık olarak 0,35' dir)

Kilit açma ve kapama kuvvetlerinin hesabı için moment kolu uzunluğu burulma eksenine göre l_1 ve l_2 uzunluklarına ayrılır;

$$P_1 l_1 = P_2 l_2 = \frac{\gamma G I_p}{r} \quad (2.15)$$

G : kayma modülü

γ : kesme zorlaması

I_p : kutupsal eylemsizlik momenti (dolu dairesel kesit için $I_p = \pi r^4 / 2$)

Burulma çubuğu Şekil 2.14' de olduğu gibi iki tarafı sabit bağlantı ise eşitlik;

$$P_1 l_1 = P_2 l_2 = \frac{2 \gamma G I_p}{r} \quad (2.16)$$

$$G = \frac{E_s}{2(1+\nu)} = \frac{E_s}{2,7} \quad (2.17)$$

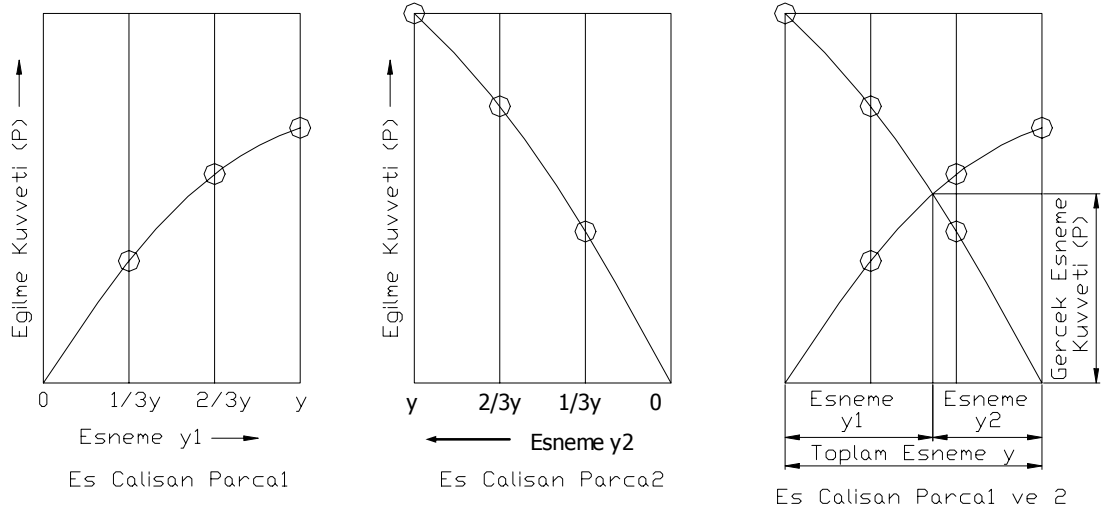
E_s : secant elastikiyet modülü

ν : 0,35

2.6. Elastik İki Parçanın Montajında Esneme Paylaşımı

Esneyerek kilitlenen bağlantı hesaplarında genelde, bir parçanın sert, diğerin de esnek olduğu kabul edilir. Gerçekte bu tip bir yaklaşım metal-plastik veya sert plastik-esnek plastik bağlantıları için geçerlidir. Fakat, bazı eş çalışan plastik-plastik bağlantılarında her iki parçada esner.

Şekil 2.15a' da eş çalışan parçalardan biri için esneme miktarı-esneme kuvveti (P) eğrisi gösterilmiştir. Diğer parça ile ilgili esneme eğrisi Şekil 2.15b' de verilmiştir. Her iki parçaya ait esneme eğrileri Şekil 2.15c' de aynı grafik üzerinde değerlendirildiğinde, kesişim noktası gerçek esneme kuvvetini tanımlamakta ve her bir parça için esneme miktarı (y_1, y_2) olarak belirlenmektedir. Parçaların bağlantısını sağlamak için gerekli olan kuvvet ve şekil değiştirme miktarlarının hesaplanmasında bu veriler kullanılmaktadır.



Şekil 2.15: İki esnek parçanın bağlantısında şekil değiştirme ve kuvvetinin belirlenmesi.
(a) Parça 1, (b) Parça 2, (c) Parça 1 ve 2

3. MALZEME SEÇİMİ

3.1. Performans İndeksine Göre Malzeme Seçimi Yaklaşımı

Genel bir yaklaşım olarak; kırılma tokluğu (K_{Ic}) değeri $15 \text{ MPa.m}^{1/2}$, den düşük olan malzemeler, esneyerek kilitlenen bağlantılar için uygun değildir [1]. Metallerin tamamı bu değeri geçerler ve kırılma tokluğu değeri $20-100 \text{ MPa.m}^{1/2}$ arasındadır. Yay çeliği dışındaki metal parçalar sert yapılarından dolayı bu tip bağlantılar için uygun değildir.

Mühendislik polimerlerinin kırılma tokluğu $4.0-12 \text{ MPa.m}^{1/2}$ değerleri arasında olduğu halde daha çok tercih edilen malzemelerdir.

Polimerler düşük kırılma tokluğu ve düşük elastikiyet modülüne sahiptirler. Eğer gerilme değeri Formül 3.1' de verilen gerilmeden büyük olursa hasar görecektir [1].

$$\sigma = \frac{c.K_{Ic}}{\sqrt{\pi.a_c}} \quad (3.1)$$

σ : gerilme (MPa)

c : sabit (1' e yakın bir değer)

a_c : en uzun çatlağın boyu (m)

K_{Ic} : kırılma tokluğu ($\text{Mpa.m}^{1/2}$)

Tasarım esnasında gerilme sınırını geçmeyecek şekilde esneme sınırlanması gerekmektedir. Esneme sınırı birim uzama ile orantılıdır ve elastik bölgede çalışacak bir parça için birim uzama Hooke kanunundaki gerilme ile ilişkilidir;

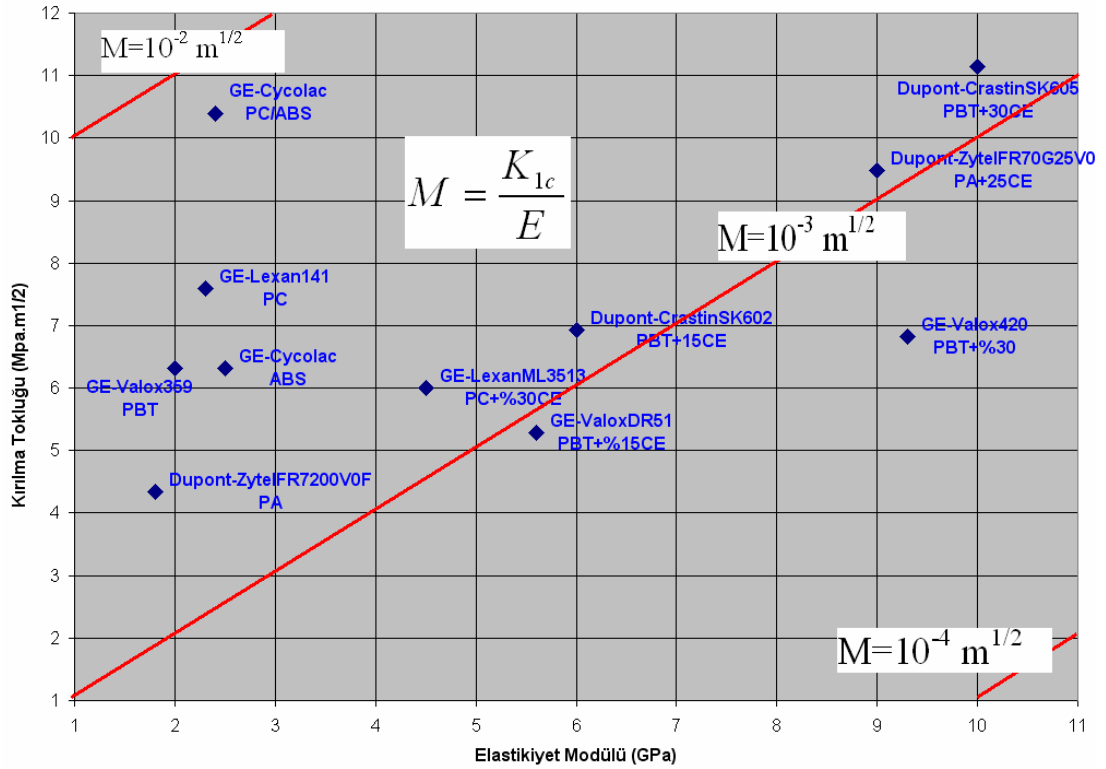
$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{c}{\sqrt{\pi.a_c}} \left[\frac{K_{Ic}}{E} \right] \quad (3.2)$$

ε : birim uzama

E : elastikiyet modülü

Hasar görmeden esneme miktarını artırmak için performans indeksi (M) yüksek olan malzeme seçmek gerekir. Şekil 3.1’ de bazı mühendislik plastiklerinin kırılma tokluğu (K_{1c}) ve elastikiyet modülü (E) grafiği gösterilmiştir [2,3]. Esneme sınırlı polimer için performans indeksi Formül 3.3’ de verilmiştir.

$$M = \frac{K_{1c}}{E} \quad (3.3)$$



Şekil 3.1: Bazı mühendislik plastikleri performans indeksi

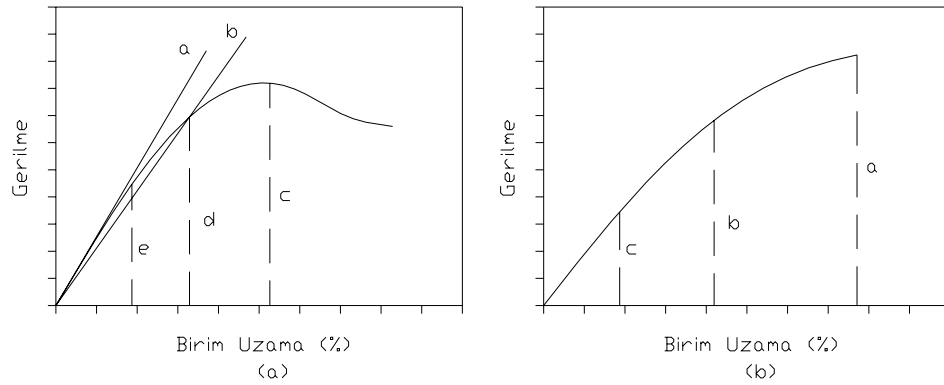
Takviyesiz mühendislik plastikleri genel olarak esneyerek kilitlenen bağlantılar için uygundur. Şekil 3.1’ e bakıldığında takviye içermeyen plastiklerin performans indeks değerlerinin 10^{-3} eğrisi ile 10^{-2} eğrisi arasında olduğu görülmektedir. Fakat, cam elyaf içeren plastiklerin elastikiyet modül değerleri artmasına rağmen kırılma tokluk değerleri azaldığı için performans indeks değerleri düşmektedir.

Performans indeks değerleri açısından PC ve PA plastik malzemeleri PBT’ ye göre cam elyaf takviyesine daha az duyarlıdır. PC+%30 cam elyaf ve PA+25 cam elyaf malzemeler için cam elyaf katkısız malzemelere oranla performans indeks azalması sırasıyla, %56 ve %60’ dır. PBT+%30 cam elyaf (GE) malzemesinde ise aynı oran %77’ dir.

PC malzemesinde cam elyaf katkısı ile kırılma tokluğu ve elastikiyet modülünde artış performans indeksinde ise azalma olmuştur. PA malzemesini değerlendirecek olursak, elastikiyet modülü ve kırılma tokluğu oldukça artmış, performans indeksi azalmıştır. PBT' de ise kırılma tokluğu az miktarda artmasına karşın elastikiyet modülü daha fazla arttığından performans indeksi PA ve PC oranla daha fazla azalmıştır.

3.2. Birim Uzama Sınırına Göre Malzeme Seçimi

Performans indeksi yaklaşımından da görüldüğü gibi esneyerek kilitlenen parçaların seçimde en önemli faktör birim uzama sınırındır. Kilitleme ayağının şekil değiştirme miktarı, elastik şekil değiştirme limitinden daha az olacak şekilde tasarlanırsa, zorlamada sonra orijinal şeklini alabilir. Çoğu zaman bu tip tasarımlar, parçaların birbirine tutunması için yetersiz olacak miktarda baskı sağlar. Zorlamanın başlangıcındaki elastikiyet modülüne göre hesaplanan bükme zorlaması değeri malzemenin gerilme dayanım değerinden büyük olsa bile gerçekte parça hasar görmeyebilir [5]. Çünkü elastikiyet modülü sadece çok küçük şekil değiştirmeler için uygulanır. Büyük şekil değiştirmeler olduğu zaman secant elastikiyet modülü kullanılır. Esneyerek kilitlenen bağlantı için şekil teorisi normalde, elastik gerilmeden daha büyük olan dinamik şekil değiştirme sınırını esas almaktadır.



Şekil 3.2: Gerilme-birim uzama eğrisi.

(a) Plastik deformasyon noktası belirli olan polimerler: *a*, elastikiyet modülü; *b*, secant elastikiyet modülü; *c*, birim uzama sınırı; *d*, sabit bağlantılar için birim uzama sınırının %70' i *e*, tekrarlanan bağlantılar için birim uzamanın %40' u. (b) Plastik deformasyon noktası belli olmayan polimerler: *a*, kopma noktasındaki birim uzama, *b*, sabit bağlantılar için kopma noktasındaki birim uzamanın %50' i; *c*, tekrarlanan bağlantılar için kopma noktasındaki birim uzamanın %30' u.

Şekil 3.2a' da belirgin plastik şekil değiştirme limit noktasına sahip tipik bir takviyesiz termoplastik için gerilme-birim uzama eğrisi gösterilmiştir. Sabit bağlantılarda, amorf termoplastikler için birim uzama sınırı, elastik birim uzama sınırının %70' i ve kristalize olanlar için %90' ı olur. Eğer bağlantı tekrarlanıyorsa, amorf polimerler için elastik birim uzama sınırının %42' si (%70' in %60' ı) ve kristalize polimerler için %54' ü (%90' nın %60' ı) kabul edilir [5].

Cam elyaf takviyeli termoplastikler gibi belirgin akma sınırına sahip olmayan malzemeler için Şekil 3.2b' de grafik kullanılır. Sabit bağlantılar için birim uzama sınırı, kopma noktasındaki birim uzamanın %50' sidir. Tekrarlanan bağlantıda ise %30' u olarak değerlendirilir [5].

Malzemelerin teknik özellik tablosunda verilen elastikiyet modülü ile %70' lik akma uzama noktasındaki elastikiyet modülü farklıdır. Teknik tablolarda bu değer %70' lik uzama noktasından daha sert olarak verilmektedir. Bu yüzden gerçek değeri elde etmek için olması gereken birim uzama noktasına çizilen elastikiyet modülü kullanılır. Tablo 3.1' de bazı mühendislik plastiklerinin şekil değiştirme sınırları ve birim fiyatı verilmiştir.

Önceki bölümlerde ifade edilen formüllerden elde edilecek sınır değerler, malzemenin seçiminde en önemli faktördür. Kullanılması düşünülen malzemeye göre sınırları belirlenmiş tasarımlar, hata riskini azaltarak zaman ve maliyet açısından büyük kazanç sağlayacaktır.

Tablo 3.1: Bazı mühendislik plastiklerinin şekil değiştirme sınırları

Malzeme	Birim uzama sınırı ϵ	Birim fiyatları (€/kg)
Cam elyaf katkısız		
ABS	1.4	1.77
PC/ABS karışımı	2.5	5.14
PC	4.0	4.07
PA		
Enjeksiyon sonrası suda bekletilmiş	6.0	2.76
suda bekletilmemiş	4.0	2.76
PBT	5.0	5.66
%30 cam elyaf katkılı		
PC	1.8	3.58
PA		
Enjeksiyon sonrası suda bekletilmiş	2.0	2.92
Enjeksiyon sonrası suda bekletilmemiş	1.5	2.92
PBT	1.5	6.45

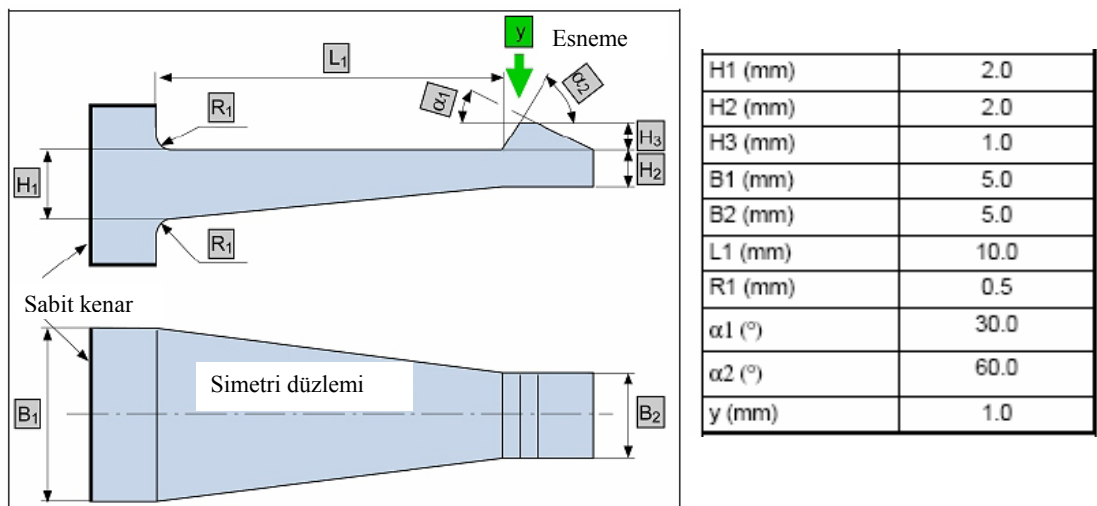
4. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE KESİTLERİN ANALİZİ

Esneyerek kilitlenen bağlantılarda kritik bölgede esneme sonucu oluşan birim uzama miktarı ve kullanılması düşünülen malzemenin birim uzama sınırı tasarım için belirleyici etkindir. Parçaların hammadde seçimi genelde kullanım yerine göre belirlenir. Bu durum, tasarımcıları daha çok hammadde seçimine değil, seçilen hammaddeye göre bağlantı kesitinin ve ölçülerinin belirlenmesine yönlendirir.

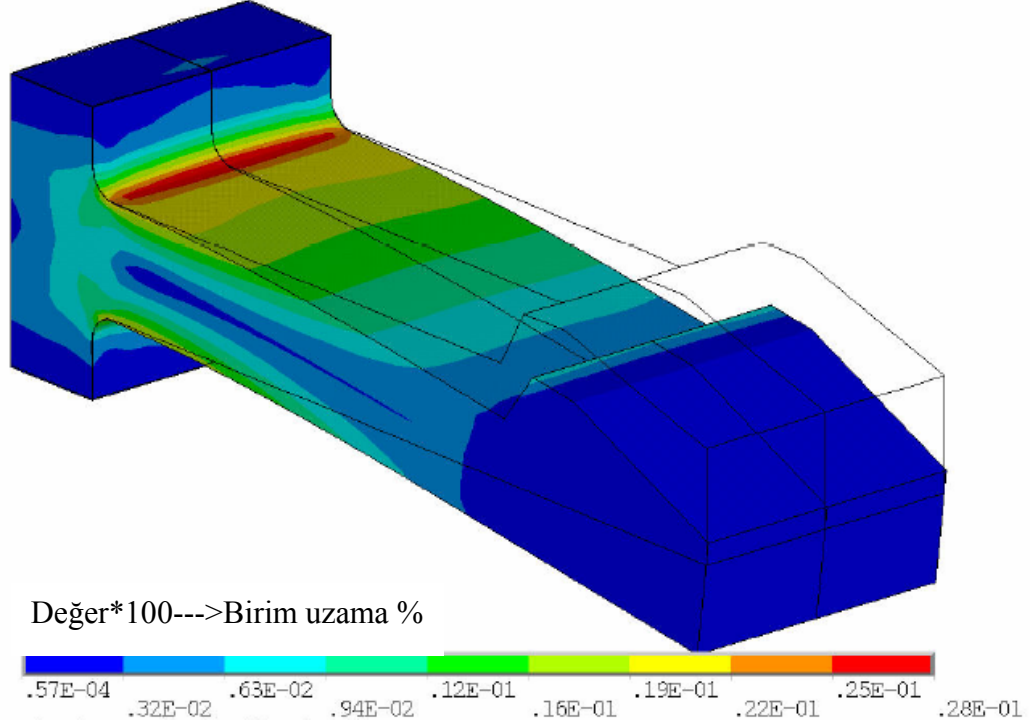
Bölüm 4.1, 4.2 ve 4.3' de bağlantı tiplerine göre analizler yapılmış ve PA+%30 cam elyaflı hammadde, parça malzemesi olarak kabul edilmiştir.

4.1. Ayaklı Bağlantılarda Birim Uzama Sınırına Göre Esneme Analizi

Yüksekliği ve genişliği kesit boyunca sabit olan bir ayağın ölçüleri Şekil 4.1' de verilmiştir. Bu tip bağlantılarda diğer ayak kesitlerine göre daha büyük birim uzama oluşur. Ayak dibindeki esnemeyi artırmak için boyu uzatmak ve/veya et kalınlığını azaltmak gerekir. Ayağın istenen ölçüde esnemesinden sonra parça üzerindeki birim uzama miktarının belirlendiği analiz sonucu ise Şekil 4.2' de gösterilmiştir. Analiz sonucundan görüleceği gibi parçanın şekli istenen esnemeyi yapmaya uygun değildir.



Şekil 4.1: Yüksekliği ve genişliği kesit boyunca sabit olan ayağın kesiti ve ölçüleri



Hesaplanan birim uzama	%	2.8	uygun değil
Birim uzama sınırı	%	2.0	sabit bağlantı için
Kırılmanın olduğu birim uzama	%	4.0	
Esneme kuvveti	N	15.7	y eksenı boyunca
Montaj kuvveti	N	20.0	
Yerinden çıkarma kuvveti	N	109.3	

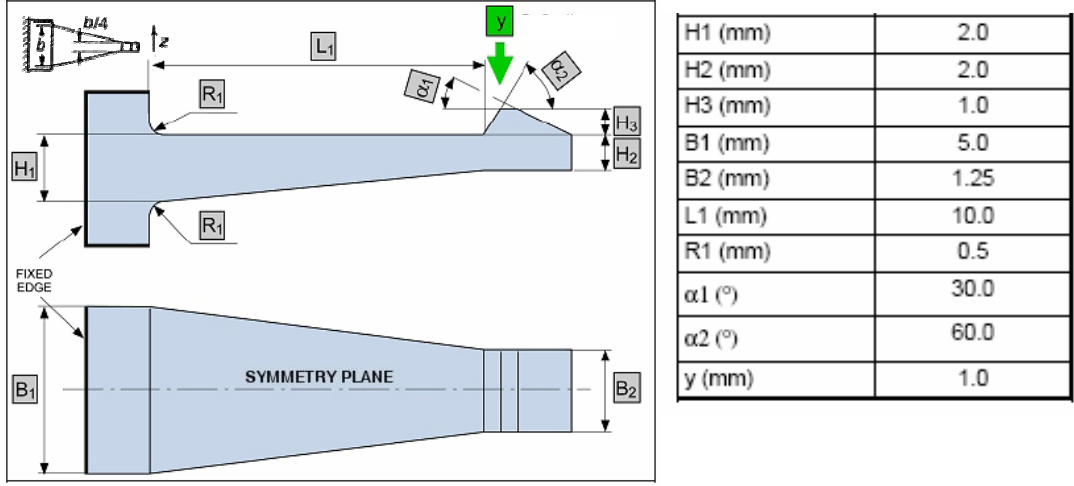
Şekil 4.2: Şekil 4.1' de verilen ölçülere sahip bir ayağın esneme analizi

Şekil 4.3' de ise yüksekliği sabit, kesit ucu ile dibi arasındaki genişlik oranı $\frac{1}{4}$ olan ayağın ölçü ilişkisi verilmiştir. Şekil 4.1' de verilen ayak ile sadece uç genişliği farklıdır. Şekil 4.4' de verilen analiz değerlendirildiğinde, kesit ucu ile dibi arasındaki genişlik oranı $\frac{1}{4}$ olan ayak için ihtiyaç duyulan birim uzama, yüksekliği ve genişliği kesit boyunca sabit olan ayağa göre aynı esneme miktarı için daha azdır. Fakat, ayak dibindeki birim uzama, malzemenin birim uzama sınırından daha fazla olduğu için bu detaya sahip ayak esnemeye uygun değildir.

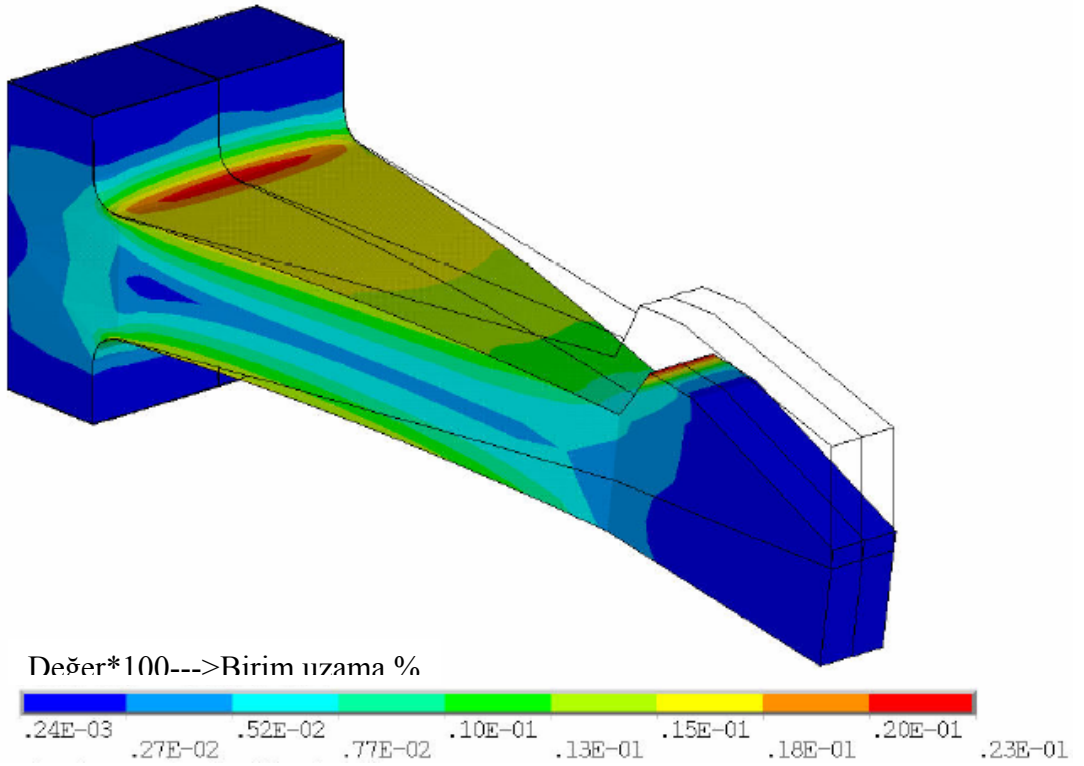
Genişliği kesit boyunca azalan ayaklarda kullanılan hammadde miktarı sabit kesitli ayağa göre azalacaktır. Fakat, kilit uç detayı için gerekli olan hareketli maçıyı daha kompleks hale getireceği için kalıp maliyetini artıracaktır.

Kesiti boyunca yüksekliği $\frac{1}{2}$ oranında azalan ayak (Şekil 4.5), aynı esneme miktarı için en uygun yapı olarak gösterilebilir. Şekil 4.1' deki parça ile karşılaştırıldığında ihtiyaç duyulan birim uzama miktarının azaldığı görülmektedir (Şekil 4.6). Ayrıca,

uç ve ayak dibi arasındaki yükseklik oranı kalıbın çıkma açısı olarak düşünülürse enjeksiyon basıncını ve çevrim süresini azaltacağı görülebilir.



Şekil 4.3: Yüksekliği sabit, genişliği kesit dibi ile ucu arasında ¼ olan ayak kesiti ve ölçüleri

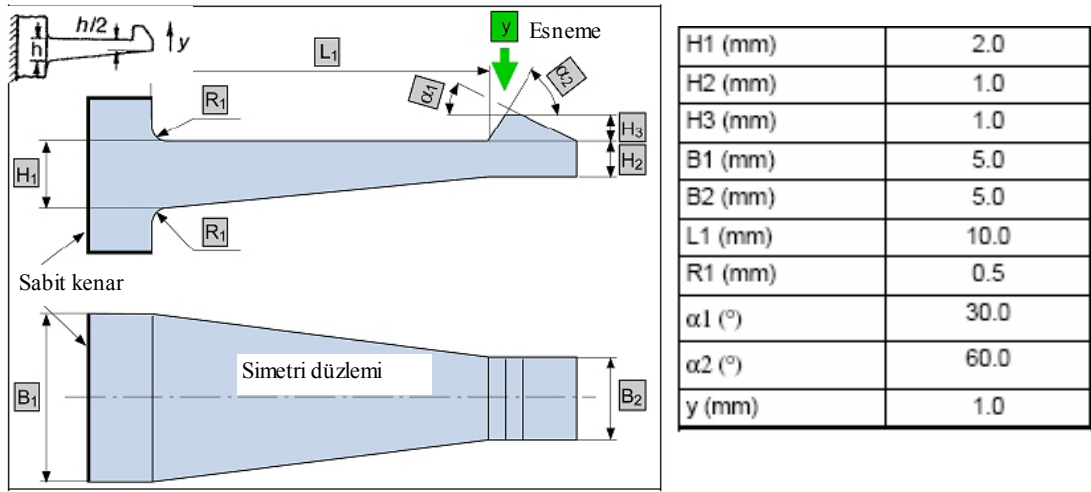


Hesaplanan birim uzama	%	2.2	uygun değil
Birim uzama sınırı	%	2.0	sabit bağlantı için
Kırılmanın olduğu birim uzama	%	4.0	
Esneme kuvveti	N	11.5	y eksenı boyunca
Montaj kuvveti	N	14.6	
Yerinden çıkarma kuvveti	N	80	

Şekil 4.4: Şekil 4.3' de verilen ölçülere sahip bir ayağın esneme analizi

Ayrıca, daha az malzeme kullanılacağı için maliyet açısından da avantaj sağlayacaktır. Kesit yüksekliği ve genişliği kesit boyunca azalan ayak tasarımlarında ise sadece yüksekliği azalan ayaklara göre, ihtiyaç duyulan birim uzama miktarında çok az bir azalma olmaktadır.

Birim uzama miktarı azaldıkça montaj kuvveti ve sökme kuvveti azalacaktır. Esneyerek kilitlenen bağlantıların kuvvet taşımayan ve gerilim altında kalmayan montajlarda kullanılacağı düşünülürse, montaj ve sökme kuvvetlerinin değerleri ikincil faktör olarak görülebilir.



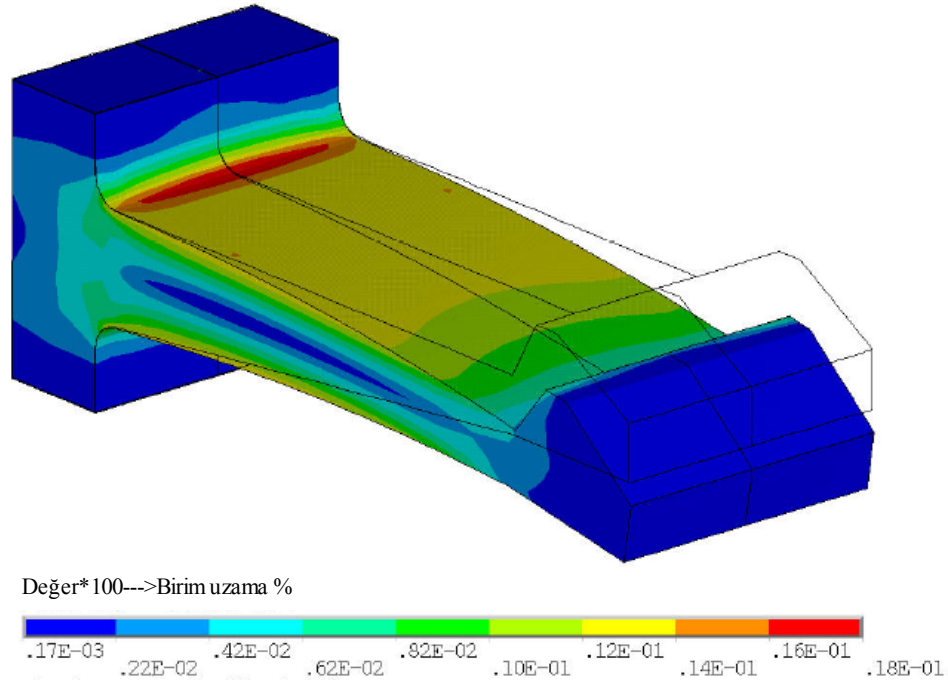
Şekil 4.5: Genişliği sabit, yüksekliği kesit dibi ile ucu arasında $\frac{1}{2}$ olan ayak kesiti ve ölçüleri

4.2. Çevresel Bağlantılarda Birim Uzama Sınırına Göre Esneme Analizi

Çevresel bağlantılarda montaj kuvveti ayaklı bağlantılara göre aynı malzeme için oldukça yüksektir. Bu tip bağlantılarda esnekliği yüksek veya parça kalınlığı çok az olan malzemelerin kullanılması uygundur. Şekil 4.7' de milin ve tüpün esnek olduğu çevresel bağlantı örneği ve ölçüleri verilmiştir. İstenen esneme miktarının sabit bir bağlantı için yapılabileceği analiz sonucu görülmüştür (Şekil 4.8).

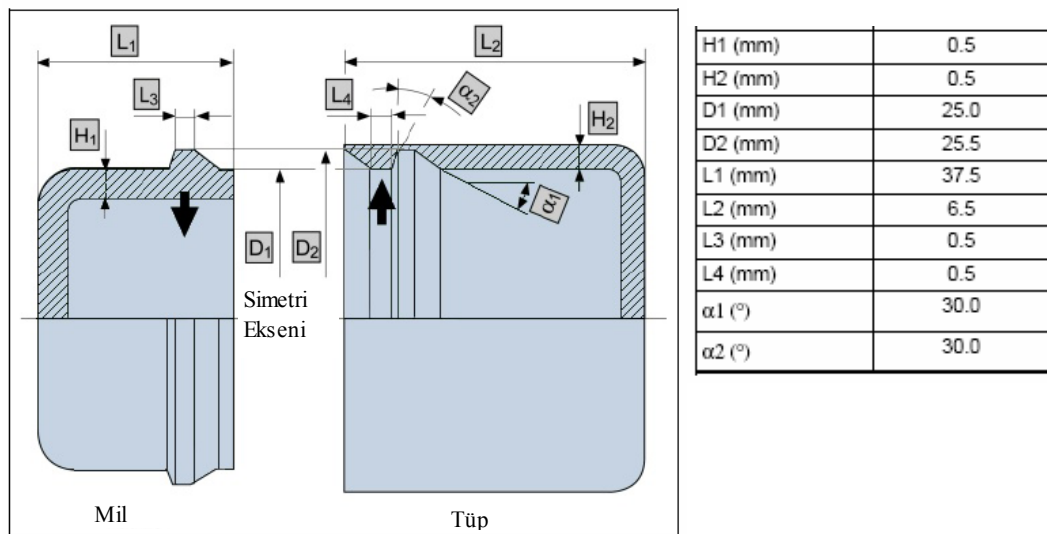
Çevresel bağlantılar genelde, yeniden sökülebilir olduğu için bağlantının gerçekleştiği tırnak kısmındaki giriş ve çıkış açısı eşittir. Bunun sonucu olarak da montaj ve sökme kuvvetleri birbirine eşittir. Fakat, yeniden sökülüp takılan bağlantılarda kullanılan malzeme, cam elyaf gibi takviyeler içeriyorsa birim uzama sınırı, kopma (hasar) noktasındaki birim uzamanın %30' u kadardır (Şekil 3.2). Eğer bağlantı tekrar sökülebilen olacaksa, Şekil 4.7' deki parça için birim uzama sınırı

(ϵ_{per}) %1.2' dir ($4.0 \times 0.3 = 1.2$). Bu nedenle malzemenin birim uzama sınırı, tekrarlanan kilitleme için uygun değildir ($\epsilon_{per} < \epsilon$).

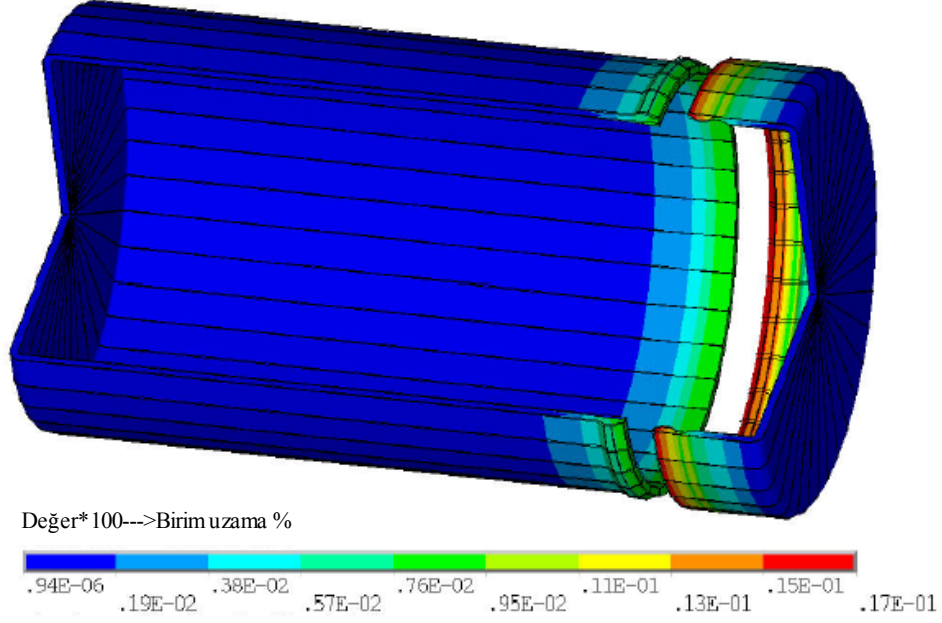


Hesaplanan birim uzama	%	1.8	Uygun
Birim uzama sınırı	%	2.0	sabit bağlantı için
Kırılmanın oluştuğu birim uzama	%	4.0	
Esneme kuvveti	N	9.5	y eksenı boyunca
Montaj kuvveti	N	12.1	
Yerinden çıkarma kuvveti	N	65.8	

Şekil 4.6: Şekil 4.5' de verilen ölçülere sahip bir ayağın esneme analizi



Şekil 4.7: Çevresel bağlantı örneği ve ölçüleri

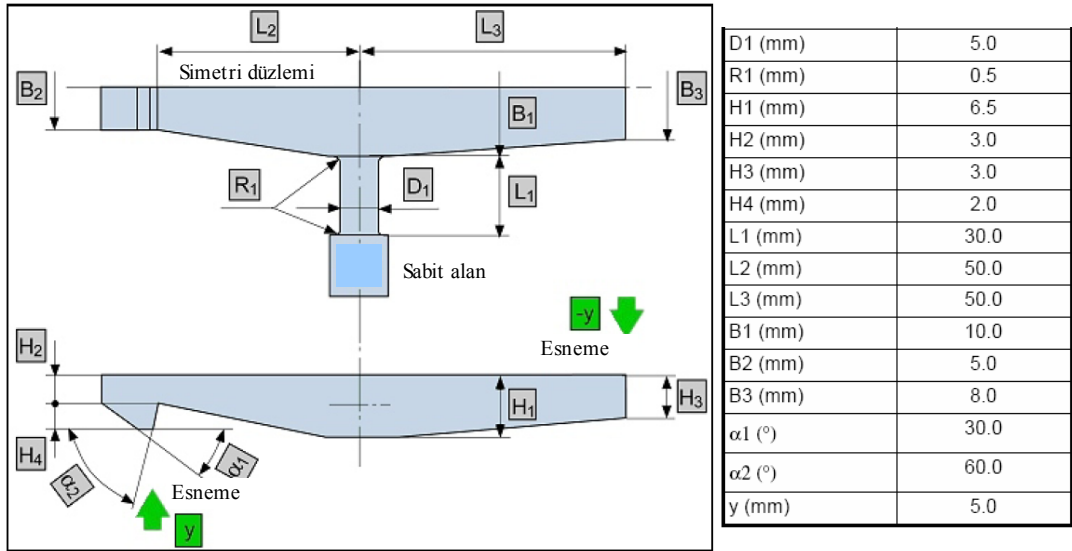


Hesaplanan birim uzama	%	1.7	Uygun
Birim uzama sınırı	%	2.0	sabit bağlantı için
Kırılmanın olduğu birim uzama	%	4.0	
Esneme kuvveti	N	154.8	y eksenı boyunca
Montaj kuvveti	N	196.7	
Yerinden çıkarma kuvveti	N	196.7	
Tüpün esneme miktarı	mm	0.2	
Milin esneme miktarı	mm	-0.1	

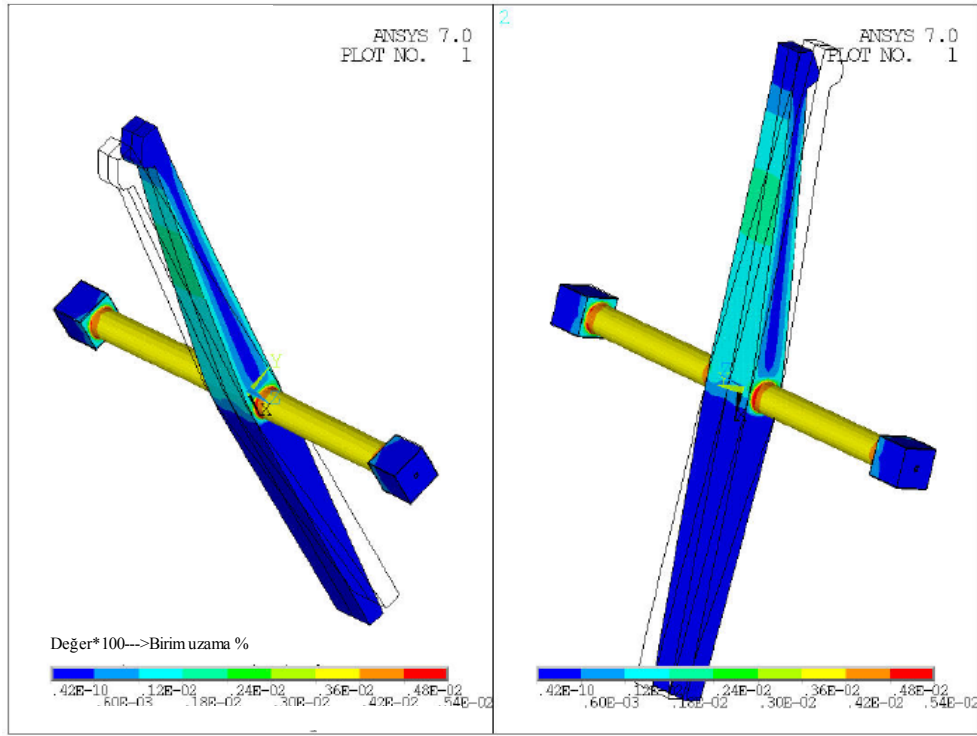
Şekil 4.8: Şekil 4.7’ de verilen ölçülere sahip bir çevresel bağlantının esneme analizi

4.3. Burularak Kilitlenen Bağlantılarda Birim Uzama Sınırına Göre Esneme Analizi

Burularak kilitlenen bağlantıların tamamı tekrarlanır bağlantılar olarak kullanılır. Şekil 4.9’ da, bu tip bağlantılar için ölçülandırılmış bir örnek ve Şekil 4.10’ da ilgili parçanın esneme analizi verilmiştir. Tekrarlanan bağlantı için seçilen PA+%30 cam elyafı malzemenin birim uzama sınırı %1.2’ dir. Yapılan analizin sonucunda görüldüğü gibi böyle bir parça için %0.5’ lik bir birim uzama oluşmaktadır. Şekil 4.10’ da verilen analiz sonucu incelendiğinde, daha kısa burulma çubuk boylarının kullanılacağı görülebilir. Böylece, daha az hammadde kullanımı olacaktır. Fakat, burulma çubuklarının boylarının azaltılması montaj ve sökme kuvvetlerini artıracaktır. Tekrar sökülebilir bağlantılar için kullanım konforu önemli bir tasarım girdisidir. Malzeme, ölçüsel sınırlar ve montaj kuvveti bu tip bağlantıların tasarım girdisi olarak kabul edilebilir.



Şekil 4.9: Burularak kilitlenen bağlantı örneği ve ölçüleri



Hesaplanan birim uzama	%	0.5	Uygun
Birim uzama sınırı	%	2.0	sabit bağlantı için
Kırılmanın olduğu birim uzama	%	4.0	
Esneme kuvveti	N	4.5	y eksenı boyunca
Montaj kuvveti	N	5.8	
Yerinden çıkarma kuvveti	N	31.6	

Şekil 4.10: Şekil 4.9' de verilen ölçülere sahip bir çevresel bağlantının esneme analizi

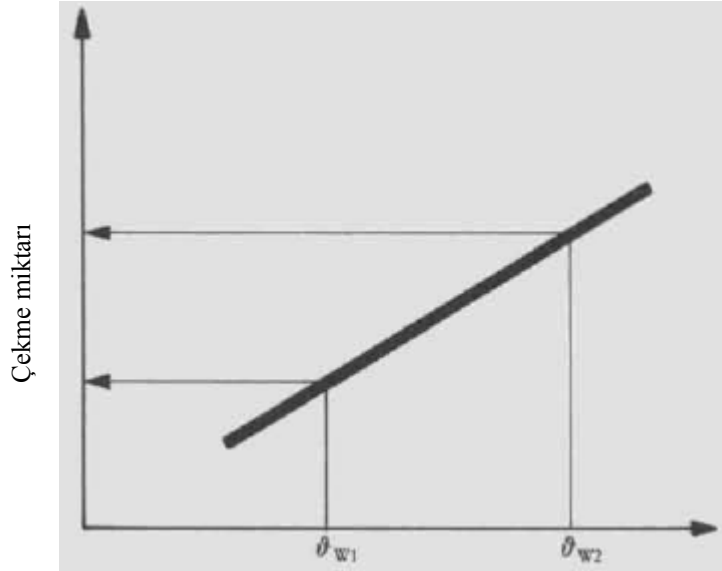
5. PARÇANIN ÇARPILMASINI ÖNLEMELİK İÇİN DİKKAT EDİLMESİ GEREKEN HUSUSLAR

5.1. Parçanın Ana Gövdesindeki Çarpılmalar ve Önlemleri

Plastik parça montajında en çok karşılaşılan problem, parçaların birbirini karşılamamasıdır. Genelde, bu problem parçaların çarpılması veya tolerans dışında olması ile ortaya çıkmaktadır. Bunun çözümü ise, uygun ve ustaca tasarlanmış parça şekilleri, montaj şekilleri ve kalıplar ile mümkündür.

Kalıp etkisine en belirgin örnek, enjeksiyon ile üretim esnasında uygun olmayan soğutma ve sonucu olarak parçanın çarpılması gösterilebilir [4].

Kalıp yüzey sıcaklıkları parçanın çekme miktarını etkilemektedir (Şekil 5.1). Şekil 5.2' de farklı yüzey sıcaklığına sahip bir kalıpta üretilmiş parça şekli verilmiştir. Sıcaklığı daha yüksek olan yüzeyde \mathcal{G}_{w2} ($\mathcal{G}_{w2} > \mathcal{G}_{w1}$) daha fazla çekme olacağı için parça yay şeklinde üretilecektir [6].



Kalıp yüzey sıcaklık

Şekil 5.1: Parçanın duvar kalınlığı-soğuma çekme oranı grafiği

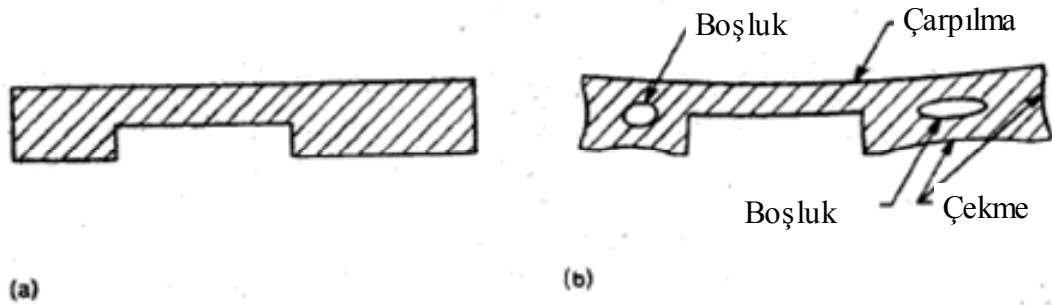


(a) İstenen şekil

(b) Çarpılmış şekil

Şekil 5.2: Kalıp yüzeylerinin farklı sıcaklıklara sahip olması sonucu parçanın çarpılması

Fakat, pek çok parça şekli çarpılmanın ana sebebidir. İnce cidarların kalın cidarlara göre daha çabuk soğuması gibi parça şeklinden kaynaklanan soğutma hataları, parçanın çarpılmasına ve boşlukların oluşmasına sebep olmaktadır [4,5]. Şekil 5.3’ de uygun olmayan bir tasarımın kesiti gösterilmiştir. Parçanın sağ ve sol tarafının, orta bölgeye göre daha fazla soğuma süresine ihtiyacı vardır. Şekil 5.3a’ da gösterilen kesitin elde edilmesi oldukça zordur. Gerçekte, enjeksiyon ile üretim, Şekil 5.3b’ de gösterildiği gibi boşluklara, çarpılmaya ve çekmelere neden olacaktır. Bütün bunlar parça içindeki gerilmelere işaretir. Bu tip problemler parçanın montaj elemanı olmasını imkansız hale getirir.



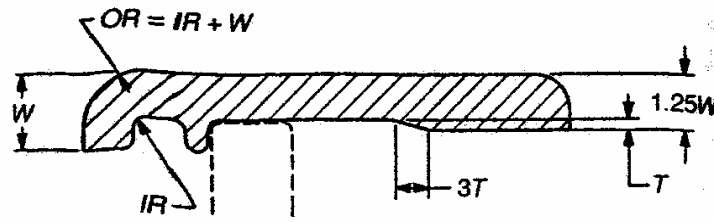
Şekil 5.3: Kalıpta uygun olmayan soğutma sonucu çarpılma,
(a) tasarlanan parça (b) enjeksiyon kalıbı ile üretilen parça

Enjeksiyon ile üretilen plastik parçanın tasarımında mühendislik kuralı olarak: duvar kalınlığı değişkenliği %25’ ten çok ise parçada iç gerilme, çökme, boşluk ve çarpılmaların gözlenmesi yüksek bir olasılıktır [5].

Bu durum prensip olarak daha çok elyaf gibi dolgu malzemesi içermeyen malzemeler için geçerlidir. Dolgu malzemeleri, çekme miktarını azaltmaktadır. Ayrıca, termoset malzemelerin de çekme oranları düşüktür.

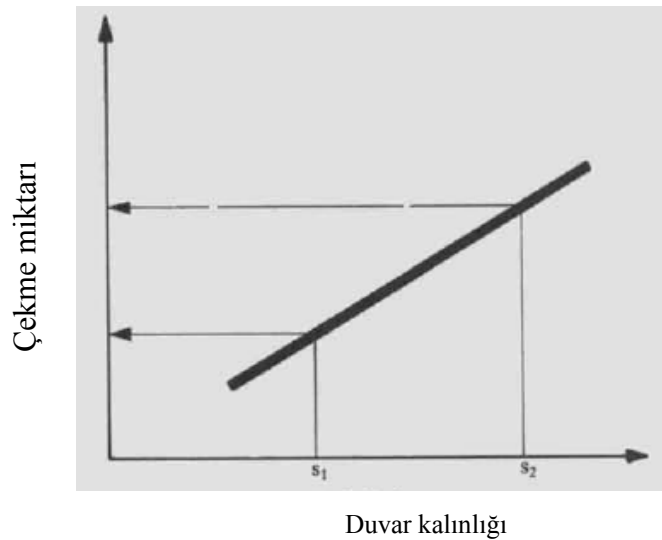
Duvar kalınlığındaki değişim Şekil 5.4' de gösterildiği gibi düşük miktarlarda olmalıdır. Kalıp boşluğu doldurulurken malzeme, kalın kesitten ince kesite doğru akmalıdır.

Şekil 5.3' de verilen parça resmine göre sol taraftaki duvarın, bir parçanın pozisyonunu sınırlamak için kullanıldığı söylenebilir. Bu parça Şekil 5.4' de kesitli çizgi ile gösterilmiştir. Sol taraftaki kalın bölge, uygun duvar şekline dönüştürülerek ve ayak ilave edilerek değiştirilmiştir. Böylece, duvarın kesit kalınlığı düşürülerek, uygun olmayan soğutma şartları azaltılmıştır.

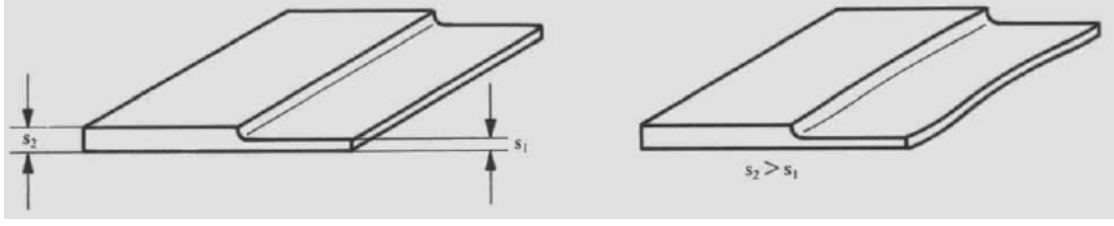


Şekil 5.4: Kalıpta uygun soğuma için iyileştirilmiş tasarım

Enjeksiyon ile üretimde parçanın soğuma esnasında, maruz kaldığı çekmeler duvar kalınlıklarına bağlıdır (Şekil 5.5). Şekil 5.6a' da gösterilen parça için, s_1 duvar kalınlığına sahip olan yapıda s_2 bölgesine göre daha az çekme meydana gelir [6]. Bu yüzden, s_1 daha uzun kalacak ve parçanın çarpılmasına sebep olacaktır (Şekil 5.6b).



Şekil 5.5: Parçanın duvar kalınlığı-soğuma çekme oranı ile ilgili grafik



a) İstenen şekil

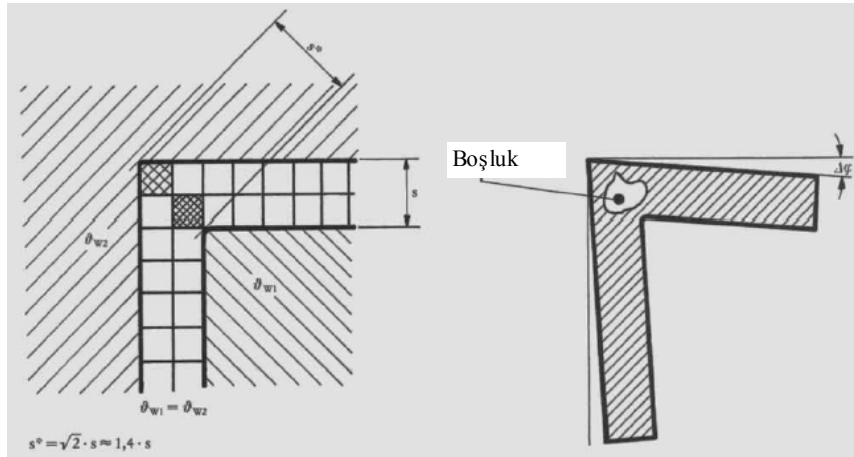
b) Çarpılmış şekil

Şekil 5.6: Farklı duvar kalınlıklarına sahip parça;

(a) üretim sonrası istenen parça şekli (b) farklı soğuma çekmelerden dolayı çarpılmış parça

5.2. Köşe Çarpılmaları ve Gerilmeleri

Düzgün olmayan soğutma problemleri köşelerde boşluklara ve çarpılmalara sebep olacaktır. Şekil 5.7' de kalıp yüzey sıcaklıkları aynı olmasına rağmen köşede yetersiz ve homojen olmayan soğutmanın neden olduğu problemler gösterilmiştir. Keskin köşenin (yetersiz radyüse sahip) iç kısmı dış kısmına göre daha yavaş soğumaya maruz kalmaktadır. Soğuması yavaş olan iç köşe parçanın içe doğru çarpılmasına sebep olacaktır (çarpılma açısı $\Delta\phi$). Ayrıca, farklı soğuma etkisiyle parça köşesinde boşluk oluşumu gözlemlenebilir [6].



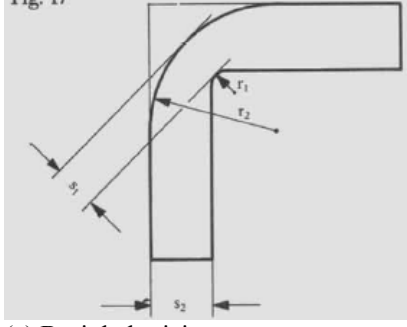
Kalıp yüzeyine bir kenardan temas (normal soğutma)

Kalıp yüzeyine iki kenardan temas (yüksek hızda soğutma)

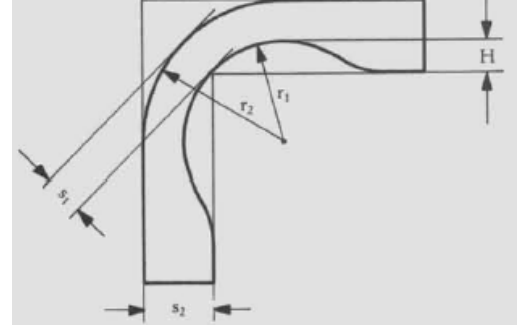
Kalıp yüzeyine temas yok (düşük soğutma)

Şekil 5.7: Uygun olmayan köşe dönüşlerin sebep olduğu çarpılma ve boşluk problemi

Şekil 5.7’ de gösterilen problemler, iç köşede kalıp soğutması yükseltilecek veya s^* değeri düşürülerek (Şekil 5.8a veya b’ de gösterildiği gibi) önlenabilir [6].



(a) Basit kalıp için tasarım

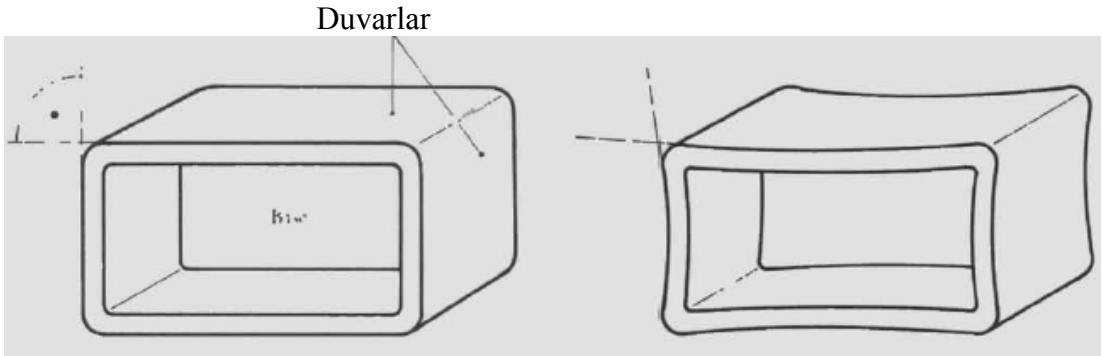


(b) Daha kompleks kalıp için tasarım

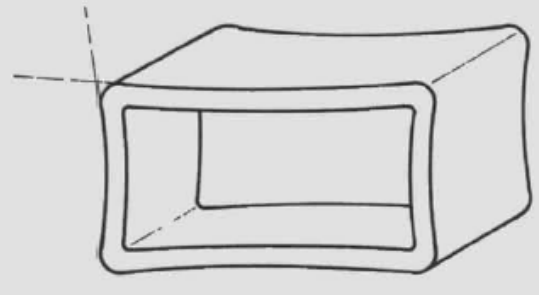
Şekil 5.8: Köşe çarpılma ve boşluk oluşmasını önlemek için iki örnek

Şekil 5.8a ve b’ de köşe kalınlığı duvar kalınlığından daha küçük ($s_2 < s_1$) olacak şekilde tasarlanmıştır. Şekil 5.8a’ da verilen parça basit bir kalıp gerektirirken [6] Şekil 5.8b’ deki parça, daha kompleks bir kalıp gerektirmektedir (maça, yolluk girişi gibi).

Eğer parça bir tarafı açık kutu şeklinde olursa, uygun olmayan parça soğuması ve çekmeden dolayı çarpılma Şekil 5.9’ da gösterildiği gibi olur. Fakat, Şekil 5.8b’ deki köşe dönüş önlemine ilave olarak duvar et kalınlıkları yan duvarlarda merkeze doğru ve tabanda ise kenara doğru %20-30 oranında [6] artmalıdır (Şekil 5.10).



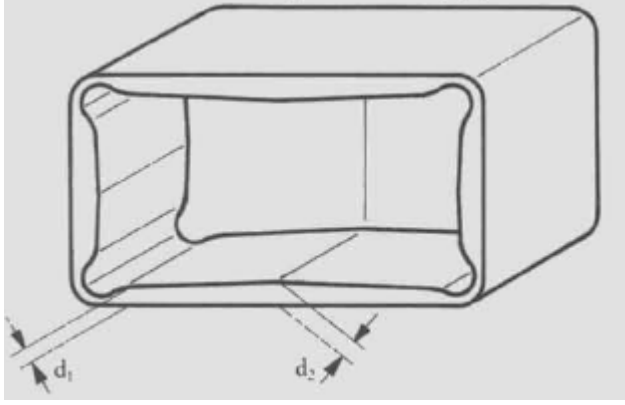
(a) tasarlanan şekil



(b) çarpılmış parça

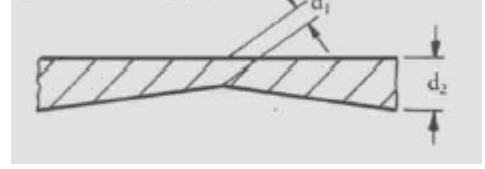
Şekil 5.9: Bir tarafı açık kutu şeklindeki parça

Düzensiz olmayan soğutmadan kaynaklanan iç gerilmelerin azaltılması, parça kesitinin sebep olduğu iç gerilmelerin hepsini ortadan kaldırmaz. Şekil 5.11a.’ da keskin köşenin sebep olduğu gerilim eğrileri gösterilmiştir. Şekil 5.11b’ de ise radyüslenmiş bir köşede gerilimin nasıl dağıtıldığı şekillendirilmiştir. Radyüsün etkisi, polarize ışık altında parça üzerinde gözlenebilir.



$$d_2 = 1.2 - 1.3d_1$$

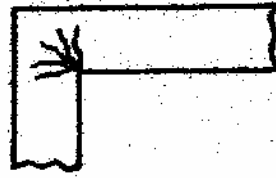
Yan duvar



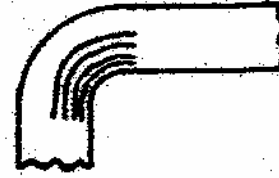
$$d_2 = 1.2 - 1.3d_1$$

Taban

Şekil 5.10: Bir tarafı açık kutu şeklindeki parça için uygun yan duvar ve taban kalınlıkları



(a)

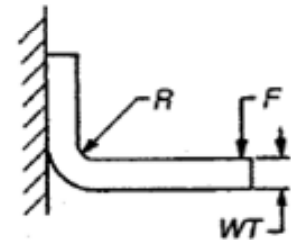
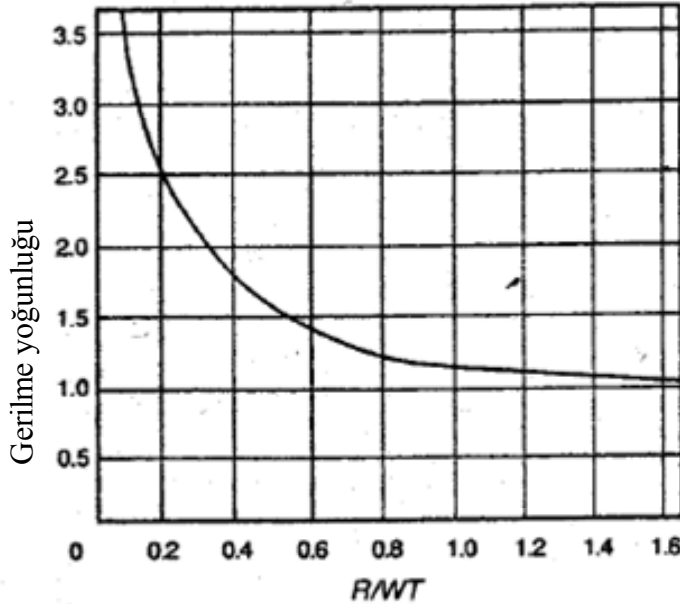


(b)

Şekil 5.11: Köşe gerilme örneği

(a) keskin köşede yoğunlaşmış gerilmeler

(b) dağılmış uygun gerilmeler



R= iç radyüs

F= kuvvet

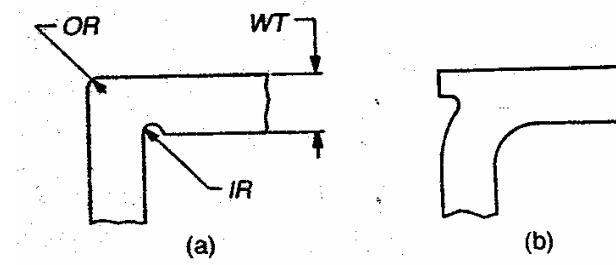
WT= et kalınlığı

Şekil 5.12: İç radyüs-gerilme yoğunluğu eğrisi

Şekil 5.12' de köşe iç radyüsünün gerilme yoğunluğuna etkisi eğri ile gösterilmiştir. 0.25 oranından sonra eğri keskin (belirgin) bir şekilde artmaktadır. Bu yüzden, R/WT

oranı en az 0.25 olmalıdır. Ayrıca, eğri 0.8' den sonra yatay olmaktadır. Bu yüzden, R/WT oranı optimum 0.5 olarak kabul edilebilir [5]. Eğer, dik olan duvarların kalınlığı birbirine eşit değilse, ince olan duvar kalınlığı hesaplamada kullanılır. Güçlendirilmiş malzemeler, katkısız malzemelere göre gerilmelere daha dayanıklıdır. Bu durumda, güçlendirilmiş malzemeler için Şekil 5.12' deki eğri bir noktaya kadar göz ardı edilebilir. Fakat, iç radyüsler 0.5 mm' den az olmamalıdır [5].

Estetik gereksinimlerden dolayı bazı zamanlarda, dış köşeye ihtiyaç duyulur. Bu durumda, Şekil 5.13' de verilen kesitler ile istenen şekillere yaklaşmak doğru olacaktır.



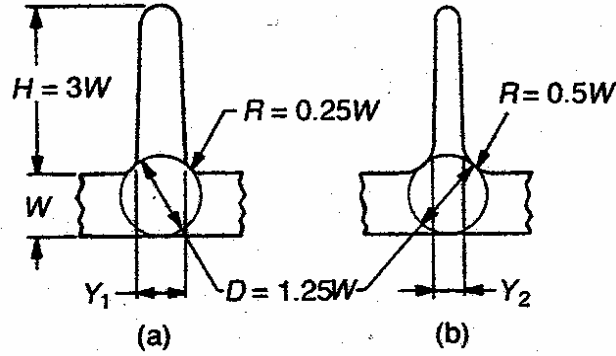
Şekil 5.13: Alternatif keskin köşe şekilleri,
(a) gerilmeyi dağıtan iç boşaltmaya sahip köşe
(b) sadece dış kenarı keskin köşe

5.3. Federler

Plastik parçaların mukavemetini yükseltmek için genelde federler kullanılır. Şekil 5.14' de ayakların tasarımı için temel kuralların uygulaması ayak ve duvar kesişim noktalarına bir daire çizerek gösterilmiştir. İç kısma çizilen daire, duvar ve ayak radyüsleri olmak üzere üç noktaya temas etmektedir. Dairenin çapı, nominal duvar et kalınlığının 1.25' inden daha fazla olmamalıdır [5]. Aynı durum kesişen iki ayak için de geçerlidir. En büyük feder kalınlığının belirlenmesinde dikkatli olmak gerekir. Örneğin, iki ayağın kesişmesinde daire, radyüslerine teğet olacak şekilde çizilmelidir.

Daha düşük feder kalınlığı ve büyük bir dip radyüs ile gerilme yoğunluk faktörü azaltılabilir. Şekil 5.14a' da 0.25W iç radyüslü feder gösterilmiştir. Şekil 5.12' e bakıldığında bu radyüs için gerilme faktörü 2.3' tür. Değeri 1.5' a düşürmek için iç radyüsü Şekil 5.14b' de gösteriliği gibi 0.5W yapmak gerekir. Şekil 5.14b' deki feder kalınlığı Şekil 5.14a' da gösterilen federden daha incedir. Daha düşük duvar kalınlığı ile daha düşük mukavemet elde edileceği kolayca tahmin edilebilir. Fakat, iç

gerilmelerin azaltılması ile toplam mukavemet daha yüksek olabilir. Eğer yüksek mukavemete ihtiyaç duyulursa, ince çok federli parça, bir ayaklı kalın federli iç gerilmeleri yüksek parçadan daha iyi çözümdür [5].

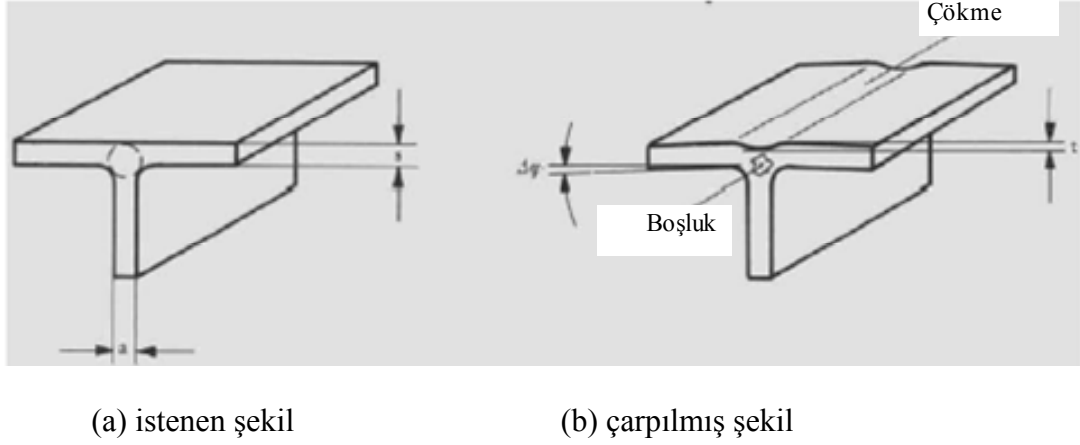


Şekil 5.14: Federler için %25 kuralı
(a) $R=0.25W$ (b) $R=0.5W$

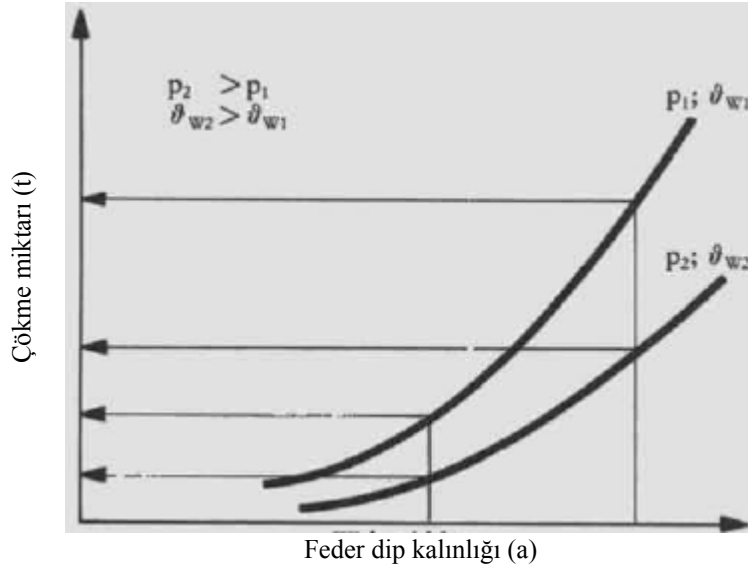
Federlerin tasarımında dikkat edilmesi gereken önemli noktalardan biri de draft açılarının dolaylı olarak meydana gelen kalınlık azalmasıdır. Bu durum ayak uç noktalarının, normal enjeksiyon şartlarında doldurulamamasına neden olacaktır. Federlerin doldurulması için daha yüksek enjeksiyon sıcaklığı ve basınç gerekecektir. Kısaca, bu tip feder incelmeleri kalıp şartlarını zorlayacak ve paçanın çarpılma ihtimalini yükseltecektir. Örneğin, Şekil 5.14b 'de duvar et kalınlığı (W) 2.5mm olarak kabul edilsin, radyüs " R " değeri 1.25mm olacak ve ayak dip kalınlığı da yaklaşık olarak 1.25mm olarak elde edilecektir. Önerilen en büyük feder yüksekliği $3W$ ' dir [5]. İlgili ölçülere sahip federin yüksekliği 7.5mm olur. Bu yükseklik için uygun olan draft açısı 2° dir ve uç kalınlığı 0.86mm olur. Özellikle federler yolluk girişinden uzak bir bölgede ve değişken kontürlü akış yolu sonrasında dolduruluyorsa, basınç düşmesinden dolayı federlerin tam olarak doldurulması oldukça zordur. Bu problemin giderilmesi uç genişliğini artırmak için feder boyunu kısaltmak olabilir. Fakat, yeterli mukavemeti sağlamak için feder sayısının artırılması gerekir (Bölüm 5.4).

Feder duvar kalınlığının fazla olması durumunda, dip bölgedeki yavaş soğumadan ve malzeme birikmesinden dolayı boşluk oluşumu, çarpılma ($\Delta\phi$) ve çökme (t) problemleri Şekil 5.15' de gösterildiği gibi oluşacaktır. Çökme oluşumu feder dip kalınlığı (a) azaltılarak önlenir. Feder dip kalınlığı (a) genel bir yaklaşım ile $0.3s \leq a \leq 0.5s$ ' dir [6]. Şekil 5.14b' de verilen ölçülere uygun bir parça tasarımı

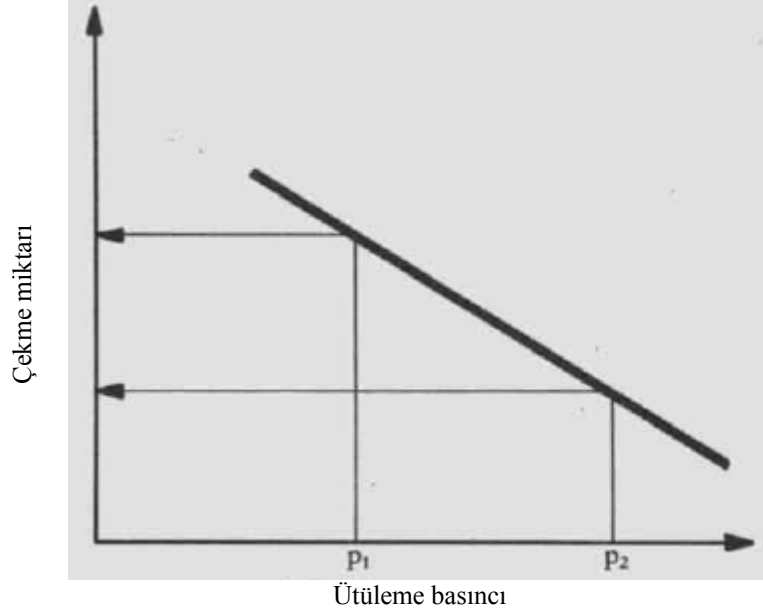
yapıldığı zaman $0.3s \leq a \leq 0.5s$ ölçü ilişkisinin sağlandığı gözlenecektir. Fakat, çökme probleminin önlenmesi için uygun tasarımın yanında yüksek kalıp duvar sıcaklığı (ϑ_w , Şekil 5.16) ve soğutma esnasında yüksek ütüleme basıncı [4,6] gereklidir (Şekil 5.16). Parçanın kalıpta soğuma esnasında çekme miktarı ütüleme basıncına bağlıdır. Basınç yükseldikçe çekme miktarı azalacaktır (Şekil 5.17). Şekil 5.16' da çökme miktarının kalıp duvar sıcaklığı ve ütüleme basıncı ilişkisi gösterilmiştir.



Şekil 5.15: Kalın federin sebep olduğu boşluk oluşumu, çökme ve çarpılma problemleri



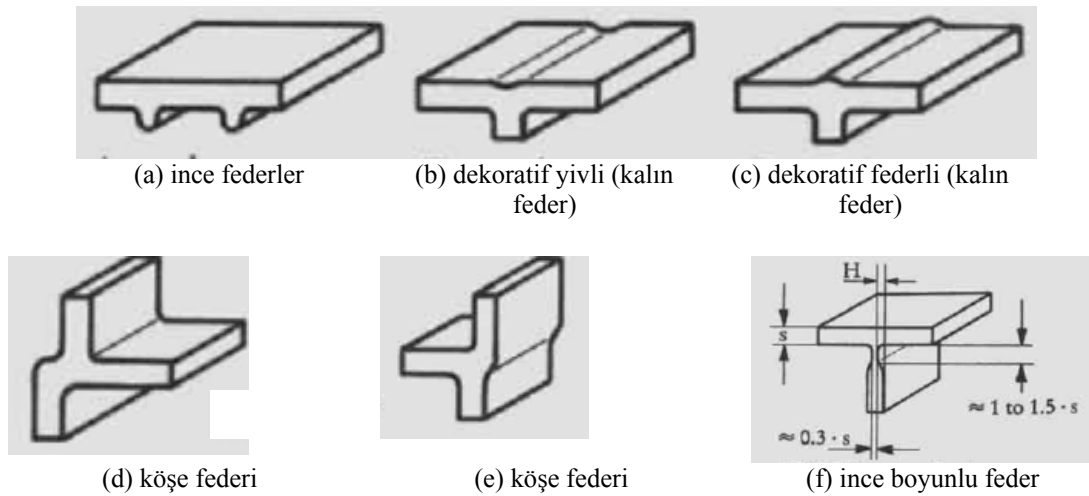
Şekil 5.16: Ütüleme basıncı (P), kalıp duvar sıcaklığı (ϑ_w), feder dip kalınlığı (a) ve çökme miktarı (t) arasındaki ilişki



Şekil 5.17: Ütuleme basıncı ve kalıpta soğuma esnasında çekme miktarı ilişkisi

Şekil 5.18’ de uygun feder tasarımları gösterilmiştir. Kalın bir federe göre birden fazla ince duvarlı küçük feder (Şekil 5.18a) kullanılabilir. Ayrıca, görsel açıdan problem oluşturmaması durumunda dekoratif yiv (Şekil 5.18b) veya karşı feder (Şekil 5.18c) kullanımı ile problem azaltılabilir.

Köşe federleri için daha iyi bir soğutma sağlayan Şekil 5.18d ve e’ deki detaylar kullanılabilir. Daha karmaşık kalıp ve maça tasarımı gerektiren fakat daha etkin olarak soğuma sağlayan Şekil 5.18f’ deki detay alternatif bir çözüm olarak düşünülebilir. Bu tip detaylarda feder dibindeki boyun genişliği $0.3s$ ve boyun yüksekliği $1-1.5s$ arasında olmalıdır (s : duvar et kalınlığı). Fakat, bu tip federler esneyerek kilitleme yapan bağlantı ayakları için uygun değildir.

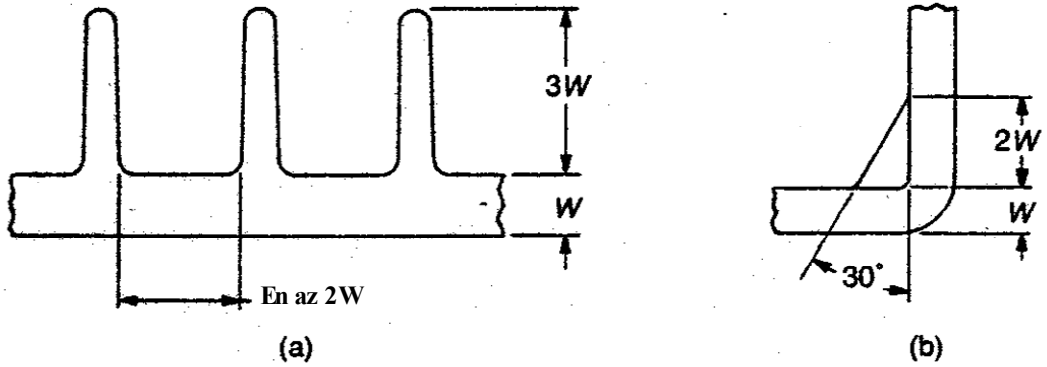


Şekil 5.18: Feder uygulama alternatifleri

5.4. Kalıptan Çıkma Açısı (Draft)

Çıkma açısı azaltılırsa, kilitleme kuvveti büyür, parçayı kalıptan ayırmak için ihtiyaç duyulan kuvvet artar. Ayrıca, tam olarak soğuma olmadan parçanın kalıptan ayrılması zorlaşır. Parçanın kalıp içerisinde yeterli soğutulması için kalıp çevrim süresinin artırılması gerekir. Bu tip etkenlerin neden olacağı soğutma işlemi, toplam çevrim süresinin %50-80' ni kadarıdır [5]. Draft açısı ne kadar büyükse, parçanın kalıptan ayrılma kuvvetleri o kadar azdır. Draft açısının 1° olması, pek çok malzeme için makul bir ölçüdür.

Yukarıda bahsi geçen kalıplara kilitleme etkisi federlerin sayısı ile artar. Çünkü federler ek bir tutunma yüzeyi oluşturur. Çoklu feder olumsuz etki yaptığı halde, çıkma açısız tek bir federe veya parça gerilimini yüksek seviyeye çıkaran tek bir kalın federe göre tercih edilir. Şekil 5.19' da iki feder arasındaki olması gereken en az mesafe ve en büyük feder yüksekliği gösterilmiştir.



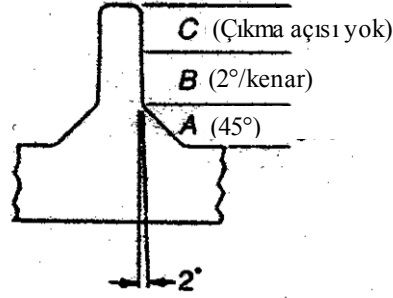
Şekil 5.19: Federler (a) ana gövde üzerinde çoklu feder (b) köşe federleri

Bir ana yapı duvarından çıkan federler her zaman tercih edilir. Böylece gazın ayak yuvasına toplanmasını mümkün olur ve serbest ayaklar gaz kapağı davranırlar [5].

Köşe dönüşlü yapılar için önerilen konfigürasyon Şekil 5.19b' de gösterilmiştir. Duvar et kalınlığının 2 katından daha yüksek destekler mukavemeti önemli ölçüde artırmaz. Köşe dönüşler için 2W kuralı geçerlidir [5].

Dış duvar kenarlarında 2° lik çıkma açısı uygundur. Şekil 5.20' de çıkma açılarının etkisi gösterilmiştir. "A" kenarına sahip bir parçayı kalıptan ayırmak zor olmayacaktır. "B" kenarında ise çıkma açısı 2° dir ve kalıptan ayrılma kuvveti oldukça yüksektir. Fakat, çıkma açısına sahip olmayan "C" kenarına göre kalıptan kolayca ayrılır. Ana yapı üzerinde meydana gelecek soğuma çekmelerinden dolayı

kalıptan ayrılma kuvveti, çıkma açısına sahip olmayan bir parça için yüksek olacaktır. Yüksek ayrılma kuvveti parçayı kilitleme yapılamayacak kadar çarpılmasına ve kalıp ile üretim süresini artıracaktır. Üstelik parçada uygun olmayan yüzey izleri oluşacaktır.



Şekil 5.20: Çıkma açısının etkisi

1° lik çıkma açısı yıllardan beri genel bir kabul edilmesine rağmen 2° lik çıkma açısı ile pek çok avantaj elde edilebilir;

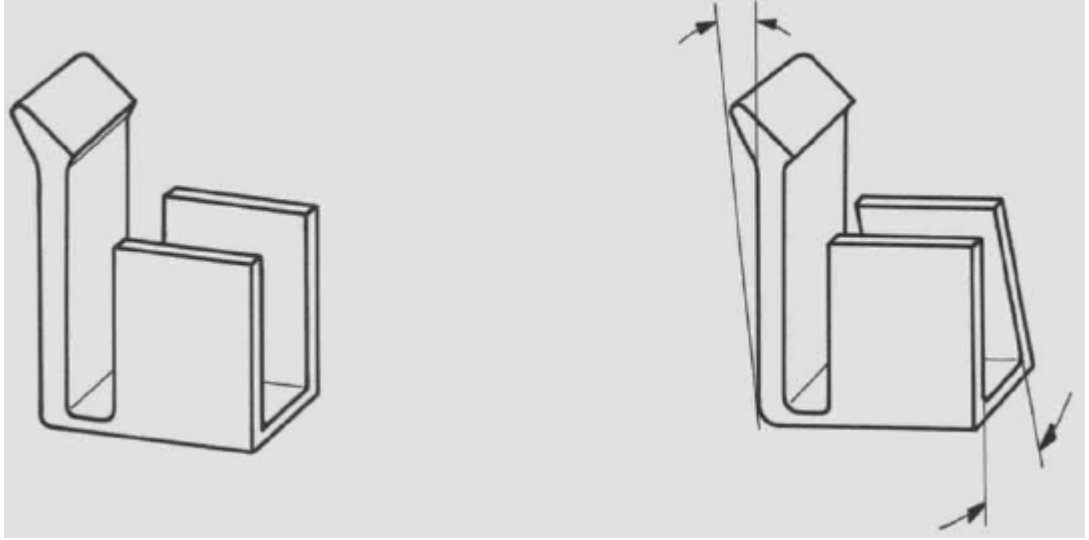
- Kalıp çevrim süresi düşmektedir,
- Parça düşük bir kuvvetle kalıptan ayrılır,
- Çekme ve feder izleri gibi olumsuzluklar azalır.

Özellikle, kompleks parçaların kalıba tutunması yüksek olduğu için çıkma açılarının da yüksek olması önerilir.

5.5. Esneyerek Kilitlenen Bağlantılara Çarpılma Örnekleri

Esneyerek kilitlenen detaylar genelde ana gövde üzerinde bulunmaktadır. Ana gövde veya üzerindeki detaylardan kaynaklanan çarpılmalar parçaların uygun olarak kilitlenmesinde problem çıkaracaktır. Şu ana kadar ifade edilen parça çarpılma etkenleri, esneyerek kilitlenen bağlantı detayları için de geçerlidir. Ayrıca, bu bölümde esneyerek kilitlenen bağlantılar için bazı öneriler verilmiştir.

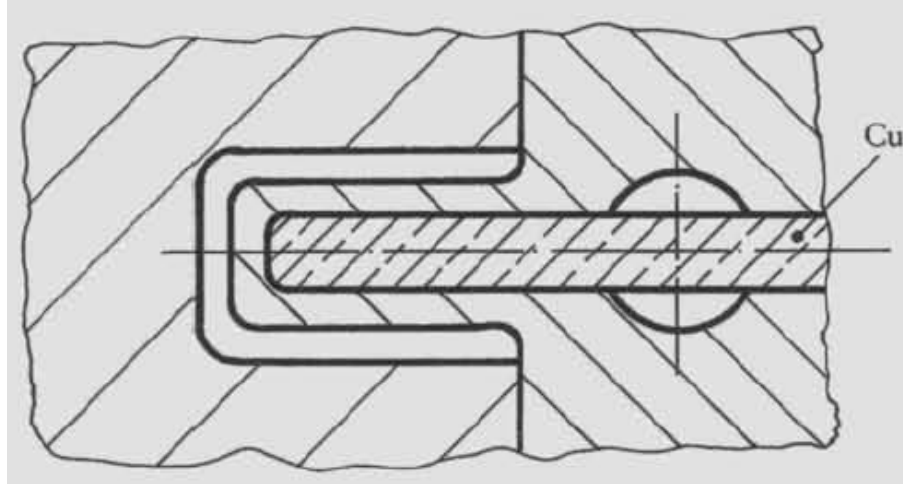
Şekil 5.21' deki çarpılma problemi Şekil 5.7' de verilen problem ile aynıdır. Şekil 5.9' da verilen önerilere uygun olarak üretim yapılarak ve kalıpta "U" şeklindeki yapının içi yüksek ısı iletkenliğe sahip çubuk ile soğutulurak (Şekil 5.22) parçanın çarpılması önenebilir [6].



(a) tasarlanan parça

(b) kalıptan çıkan çarpılmış parça

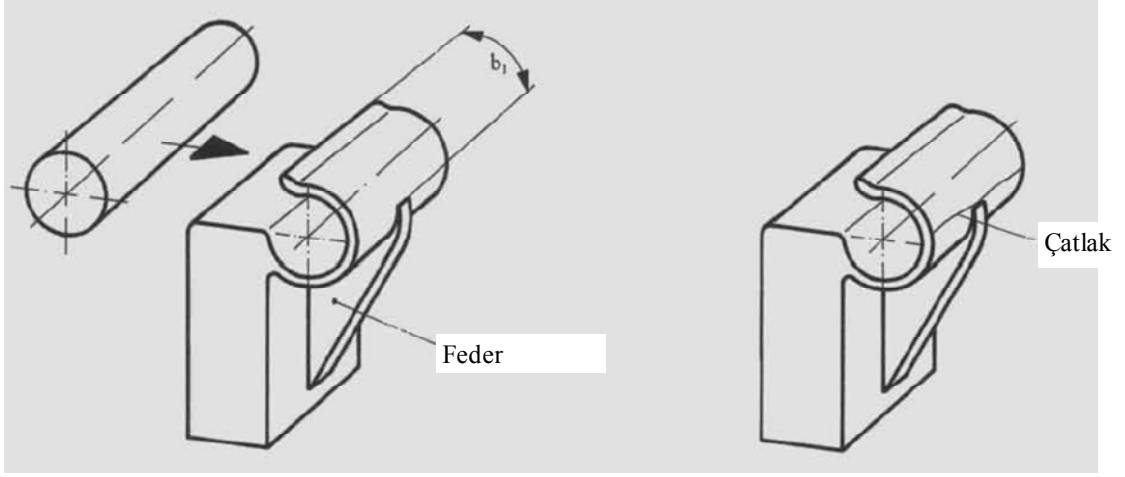
Şekil 5.21: Kalıptan çıktıktan sonra çarpılan esneyerek kilitlenen bağlantı örneği



Şekil 5.22: Esneyerek kilitlenen bağlantının (Şekil 5.21) “U” şeklindeki yapısının ısı iletkenliği yüksek malzeme ile soğutulması

Şekil 5.23’ de klips şekline sahip kilit bağlantısı için aşırı esnemenin sebep olduğu kırılma örneği verilmiştir. Kırılmanın esas nedeni, destek yapan federin esneme yapan ayağın hareketini kısıtlamasıdır. Ayak uzunluğunun (b_1) çok kısa olması esneme miktarını düşürmekte ve ayak dibinde birim uzamanın sınır değer üzerine çıkmasına neden olmaktadır ($\epsilon > \epsilon_{per}$).

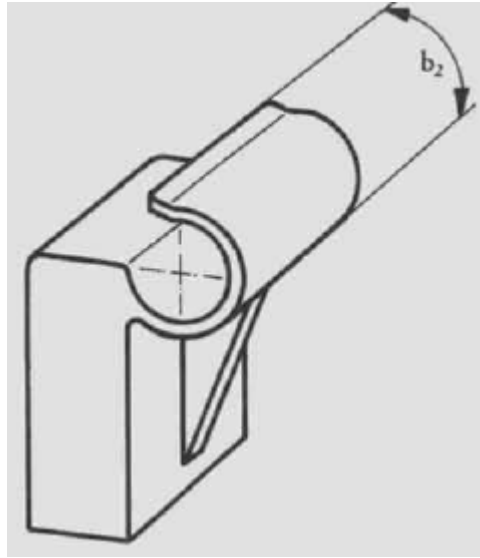
Ayak dibindeki birim şekil değiştirme miktarı ayak uzunluğunun karesi ile ters orantılıdır ($\epsilon \sim 1/b^2$). Bu nedenle, Şekil 5.24’ de gösterildiği gibi sadece ayak boyunun uzatılmasıyla birim uzama miktarı [6], sınır değerinin altında tutulabilir ($\epsilon_{per} \geq \epsilon$). Fakat, ayak boyunun uzatılması bağlantının tutma kuvvetinin azalmasına neden olacaktır.



a) Tasarlanan kablo tutucu

b) Montaj sonrası hasar görmüş kablo tutucu

Şekil 5.23: Yanlış tasarlanmış kablo tutucu

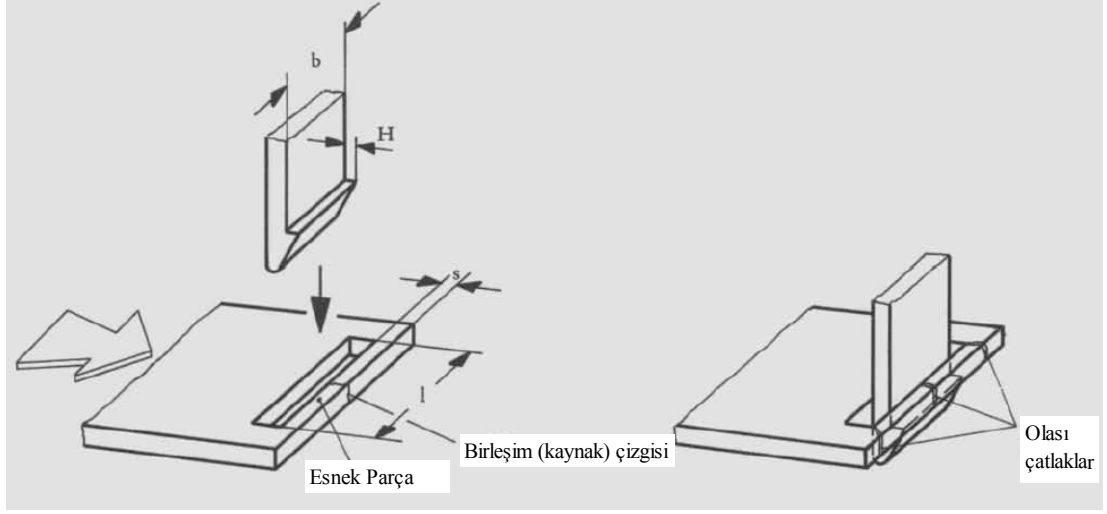


Şekil 5.24: Esnekliği artırılmış kablo tutucu

Şekil 5.25’ de esneyerek kilitlemeye uygun olmayan parça örneklerinden biri verilmiştir. Genelde bu tip montajlar sabit (yeniden açılmayan) olarak kullanılır. Detaylar değerlendirildiğinde kırılmaya neden olacak olası 4 ana sebep gözlenebilir;

- Esnemesi planlanan parçanın dikdörtgen boşaltma köşelerinin keskin olması,
- Esnemenin en fazla olduğu bölgede birleşme (kaynak) çizgisinin olması,
- “b/l” oranının fazla olması (“b” ölçüsünün büyük veya “l” ölçüsünün küçük olması),

- Esneme miktarının (H) fazla olması.



Şekil 5.25: Esnemeye uygun olmayan sabit kilit sistemdeki olası problemler

Kırılmaya neden olan olası hatalar için aşağıdaki önlemler alınabilir;

- Dikdörtgen boşaltma kenarlarına radyüs verilebilir (Şekil 5.26),
- Birleşme çizgisinin oluşacağı bölgeyi kalıp yolluk girişini değiştirerek başka bölgeye almak veya yapılamıyorsa, Şekil 5.26’ da gösterildiği gibi kaynak çizgi bölgesinde et kalınlığını artırmak,
- “l” ölçüsünü artırılarak ve/veya “b” ölçüsünü azaltarak “b/l” oranını azaltmak,
- Esneme miktarını (H) azaltmak

Bu tip detaylarda esneme sonucu esnek bölgenin dibinde oluşacak birim uzama miktarı Formül 5.1 ile hesaplanır [6];

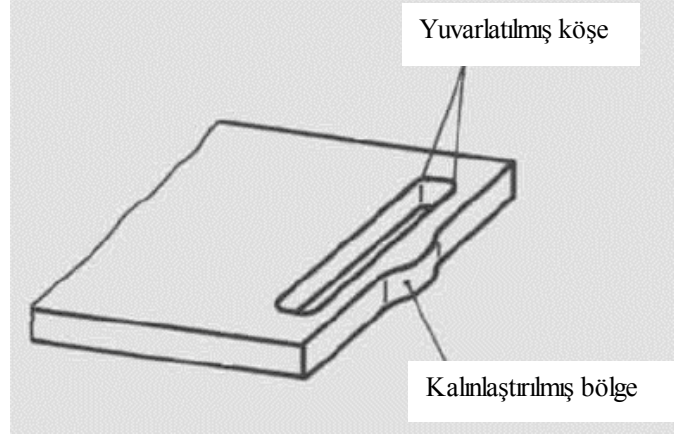
$$\varepsilon = 12 \frac{H}{l} \frac{\frac{s}{l} \left(1 + \frac{b}{l}\right)}{\left(1 - \frac{b}{l}\right)^2 \left(1 + 3 \frac{b}{l}\right)} \leq \varepsilon_{pr} \quad (5.1)$$

Şekil 5.27’ de ise uygun olmayan kırılma ihtimali yüksek esneme ayağı örneği verilmiştir. Bu detayda kırılmaya neden olacak olası iki ana sebep gösterilebilir;

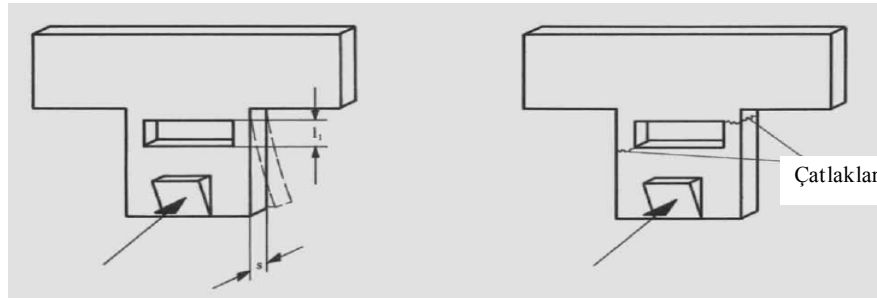
- l_1 ölçüsünün çok küçük olmasından dolayı ayağın yeterli esneme için sert olması,
- Dikdörtgen boşaltma köşelerinin keskin olması.

Çözüm önerileri (Şekil 5.28);

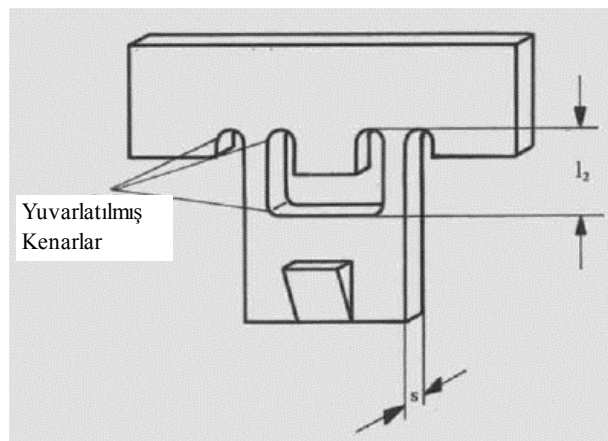
- Daha esnek bir detay için esneme boyunu uzatmak ($l_2 > l_1$) ve/veya mümkünse parça kalınlığını azaltmak. Esneme boyunun karesi ile birim uzama ters orantılı ($\epsilon \sim s/d^2$) olduğu için boyun uzatılması daha etkin olacaktır,
- Esneme dibindeki keskin kenarları yuvarlatmak.



Şekil 5.26: İyileştirilmiş esnek parça detayı



Şekil 5.27: Detayı uygun olmayan esneme ayağı örneği



Şekil 5.28: Detayı iyileştirilmiş esneme ayağı

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması kapsamında, plastik parçaların montaj türlerinden biri olan esneyerek kilitlenen bağlantıların tasarımı incelenmiştir. Avantajları oldukça fazladır. Fakat parça tasarımlarından önce üretim sınırlarının belirlenmemesi ve etüd çalışmalarının yapılmaması durumunda maliyet avantajını kaybederler.

Çalışma kapsamında öncelikle bağlantı çeşitleri örnekler ile gösterilmiştir. Mühendislik hesaplarında kullanılacak formüller verilmiştir. Bağlantı detayları arasındaki farklar analiz yapılarak desteklenmiştir.

Ayrıca, malzeme seçimi bölümünde, piyasa da elde edilebilecek hammaddeler arasında nasıl bir seçim yapılacağı yaklaşımlar ile gösterilmiştir.

Son bölümde, parça ana gövdesi üzerinde tasarımdan veya üretiminden kaynaklanacak problemlere yer verilmiştir. Burada vurgulanmak istenen bağlantıyı yapacak detaya ilave olarak, onu taşıyan yapının da uygun formda olması gerektiğidir.

Yapılan çalışma sonucunda, esneyerek kilitlenen parçalarda en önemli tasarım faktörünün kritik bölgelerde oluşan birim uzamanın olduğu görülmüştür. Bir bağlantının tasarımında iki türlü yaklaşım izlenebilir;

- Tasarım sonrası malzeme seçimi. Tasarım girdisi olarak belirtilen malzeme seçiminin, tasarım ve kalıp üretimi sonrası yapılması oldukça zayıf ve kötü bir yaklaşımdır. Malzeme seçimi, parçanın kullanım yerine ve istenen estetik özelliklere göre yapılır. Ayrıca parça tasarım ve kalıp üretiminden sonra yapılacak malzeme seçimi parça maliyetinin yükselmesine neden olabilir.
- Malzemesi belli olan bir parça tasarlanması. Böyle bir yaklaşım ile mühendislik hesapları yapılarak parça geometrisinin ölçüsel ilişkisi tasarım öncesi belirlenebilir. Ayrıca, optimize edilmiş bir parça tasarımı ile kalıp yatırım maliyeti azaltılabilir.

Pek çok tasarım için malzeme önceden belli olsa bile zamanla değiştirilebilir. Üstelik aynı kalıptan farklı malzeme ile parça üretilmesi yaygın bir uygulamadır. Bütün bu

etkenler göz önüne alındığında, bağlantı tasarımının etüt çalışması daha da önem kazanır.

KAYNAKLAR

- [1] **Bodur, H.O.**, Mekanik Tasarımda Malzeme Seçimi (Malzeme Seçimi Ders Notu), İTÜ, İstanbul.
- [2] **DuPont Polymers Tech.**, DuPont Zytel Design Handbook, Bulletin E-44971.
- [3] **GE Plastics**, Technical Literature, 5M/10/2001 AD.
- [4] **Menges, G., Mohren, P.**, 1993. How to Make Injection Molds, Hanser Publishers, Munich.
- [5] **Rotheiser, J.**, 1999. Joining of Plastics, Hanser Publishers, Munich.
- [6] **Ticona GmbH**, Guidelines for The Design of Moldings in Engineer Plastics, Bulletin C.3.4.

ÖZGEÇMİŞ

Serdar TÜRKÖZ, 1975 yılında Bursa' da doğdu. 1992 yılında orta öğrenimini İzmir Türk Koleji Fen Lisesi' nde tamamladı. 1997 yılında İ.T.Ü. Makine Fakültesi' nden mezun oldu. Sırasıyla, Elsisan ve Pilsa firmalarında Proje ve Ar-Ge mühendisi olarak görev yaptıktan sonra çalışma hayatına Arçelik Pişirici Cihazlar İşletmesi' nde Ürün Geliştirme Mühendisi olarak devam etmektedir.