

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

106236

ISO TOLERANS SİSTEMLERİ

Makina Müh. Baki USLU

F.B.E Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan

106236

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı

: Prof. Dr. Atilla BOZACI

Y. Doç. Dr. Hayri BARAÇLI

Doç. Dr. Ferhat Dikmen

İSTANBUL, 2001

Atilla Bozaci
Hayri Baracli
Ferhat Dikmen

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	iv
KISALTIMA LİSTESİ.....	v
ŞEKİL LİSTESİ.....	vi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	viii
ÖNSÖZ.....	ix
ÖZET.....	x
ABSTRACT	xi
1 GİRİŞ.....	1
1.1 Standartlar Nedir?.....	1
1.2 Ulusal Standartlar	2
1.3 Uluslararası Standartlar	2
1.4 Uluslararası Standartların Başlangıç	2
1.5 Uluslararası Standardizasyona Gidilmesinin Sebepleri	2
2 ISO	5
2.1 ISO nun Yapısı	5
2.2 ISO Çalışmalarını Yürüten Birimler.....	5
2.3 ISO Standartları Nasıl Gelişir.....	6
2.4 ISO nun İşbirliği Halinde Olduğu Kuruluşlar	7
2.5 ISO Çalışmaları İle Yapılanlar	7
3 TOLERANSLAR.....	9
3.1 Standartlarla İlgili Bazı Tanımlar	9
3.2 Tolerans Bölgeleri Ve Sapmalar.....	11
3.3 Alıştırmalar.....	14
3.3.1 Normal Mil Alıştırma Sistemi	17
3.3.2 Normal Delik Alıştırma Sistemi	18
3.4 Anma Ölçüsü Basamakları.....	19
3.5 Esas Tolerans Nitelikleri Ve Esas Toleranslar	20
3.5.1 ≤ 500 mm Anma Ölçüleri için Esas Toleransların Hesaplanması.....	20
3.5.2 $> 500 \leq 3150$ mm Anma Ölçüleri İçin Esas Toleransların Hesaplanması.....	22
3.6 Esas Sapmaların Hesaplanması	22
3.7 Referans Sıcaklığı	25
3.8 Tolerans Boyutlarının Resimlerde Gösterilmesi	26
3.9 Şekil Ve Konum Toleransları	28

4	TOLERANS SEÇİMİ İÇİN ESASLAR	33
5	TOLERANS KONTROLÜ	35
5.1	Boyut Analizi.....	36
5.2	Tolerans Kontrol Yöntemleri	40
5.2.1	Makina Kapasitesi Ve Üretim Prosesine Göre Tolerans Kontrolü.....	40
5.2.1.1	Toleransa Karşılık Gelen Proses Maliyeti.....	42
5.2.1.2	Tolerans Belirlemede Maliyet Fonksiyonu	43
5.2.1.3	Yeniden Tolerans Belirleme İçin Hedef Fonksiyon Tespiti.....	45
5.2.1.4	Uygulama	49
5.2.2	Parçanın Makine Sistemindeki Yerleşimine Göre Tolerans Kontrolü	51
5.2.2.1	Toleransların Makine Sistemindeki Yerleşimine Göre Optimizasyon Modeli	51
5.2.2.2	Mekanik Parçada Tolerans Optimizasyonu Örneği	53
5.2.2.3	Üretilmiş ve Yerleştirme Ölçüleri İçin Ortalama Değerlerin Hesaplanması	58
5.2.3	Tolerans Çizelgesi (Chart) İle Tolerans Kontrolü	59
5.2.3.1	Tolerans Çizelgesi Elemanları.....	59
5.2.3.2	Tolerans Çizelgesinin Uygulanması	64
5.2.4	Yaklaşım Yoluyla Tolerans Analizi Yöntemi	74
5.2.4.1	Temel Kavramlar	75
5.2.4.2	Tolerans Analizinin Basitleştirilmesi.....	76
5.2.4.3	Formüllerin Oluşturulması	79
	SONUÇLAR.....	82
	KAYNAKLAR.....	83
	ÖZGEÇMİŞ.....	84

SİMGE LİSTESİ

A_{ij}	j-boyutunun i prosesi için hazırlık maliyeti
B_{ij}	i prosesiyle j boyutunu belirtilen bir tolerans değerine işleme maliyeti
$C(*)$	Üretim maliyeti
C_{ijm}	Üretilmiş ölçüler
ΔC_{ijm}	üretilmiş ölçülerin değişim oranı
C_{iL}	i prosesini uygulayarak elde edilebilecek minimum maliyet
C_{iU}	i prosesini uygulayarak elde edilebilecek maksimum maliyet
D	Anma ölçülerinin geometrik ortalaması
e_i	Miller için alt sapma
E_i	Delikler için alt sapma
$E_{p_{ij}}$	i-1 ve i prosesi arasındaki eşitlik noktası
e_s	Miller için üst sapma
E_S	Delikler için üst sapma
$F_j(X)$	j ninci dizayn fonksiyonu
h	Düzlemler arası mesafe
i	Tolerans faktörü
l_{im}	parçaların makinada yerleştirme ölçülerinin ortalama değeri
Δl_i	l_{im} ölçülerinin değişim oranları
m	Dizayn fonksiyonlarının sayısı
n	Belirlenen toleransların sayısı
P_{ij}	j boyutunu üretmek için proses zincirindeki prosesler $i = 1, \dots, m_j$
$P(\hat{\cdot})$	Olasılık
R_F	Hata bölgesi
R_R	Güvenilirlik bölgesi
R_S	Güvenli bölge
R_T	Tolerans bölgesi
R^*	Yaklaşılan bölge
ΔS_i	Herbir yerleştirme ölçüsünde takım aşınmasından dolayı meydana gelebilecek aşınma
T	Tolerans vektörü
T_i	i ninci boyutun toleransı
TC_{ij}	i prosesiyle j boyutunu T_j değerinden T_j' değerini işleme maliyeti
$\Delta TC_{(i,i+k)}$	j boyutunun proses i den proses i+k ya geçişinin maliyet değişimi

T_j	j boyutu için ilk tolerans değeri
T_j^f	j boyutu için son tolerans değeri
Δu	parça ölçülerinde takım aşınmasından dolayı meydana gelebilecek top takım aşınması
V	$n \times n$ kovaryans matrisi
X	Ölçüler için rastgele vektör
\bar{X}	X in gerçek vektörü
Z	standart sistemde dönüştürülmüş boyut vektörü
Δ	Esas toleranslar arasındaki fark
Δr	Radyal uzaklık
β_j	$F_j(X)$ için güvenilirlik indeksi
β^*	İstenen bölgeden türetilmiş güvenilirlik indeksi
γ_i	x_i için verilen güvenlik katsayısı
δ	parçadaki izin verilen hata oranı; istenen alan $1-\delta$ olmalı
δ_j	$F_j(X)$ için mücade edilen hata oranı
Σ	X in standart değişim vektörü
$\phi(\bar{X};V)$	Çoklu normal o.y.f.

KISALTMA LİSTESİ

AFNOR	Association Française de Normalisation
ANSI	American National Standards Institute
BSI	British Standards Institution
CSBTS	China State Bureau of Quality and Technical Supervision
DIN	Deutsches Institut für Normung
IEC	International Electrotechnical Commission
ISA	International Federation of the National Standardizing Associations
ISO	International Organization for Standardization
IT	International Tolerance
ITU	International Telecommunication Union
o.y.f.	Olasılık yoğunluk fonksiyonu
SI	Système International d'unités
SIS	Swedish Standards Institute
TSE	Türk Standartları Enstitüsü
WTO	World Trade Organization

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 3.1	Anma ölçüsü, en büyük ölçü ve en küçük ölçü..... 10
Şekil 3.2	Bir tolerans bölgesinin normal gösterilişi 10
Şekil 3.3	Esas sapmaların konumlarının şematik olarak gösterilmesi 12
Şekil 3.4	Delikler ve miller için esas sapmalar 13
Şekil 3.5	Sıfır çizgisine göre js ve JS konumları 14
Şekil 3.6	Boşluklu alıştırma 15
Şekil 3.7	Boşluklu alıştırmanın normal delik alıştırma sisteminde şematik gösterilişi ... 15
Şekil 3.8	Sıkı alıştırma 16
Şekil 3.9	Normal delik alıştırma sisteminde sıkı alıştırmanın şematik gösterilişi 16
Şekil 3.10	Belirsiz alıştırma 16
Şekil 3.11	Normal delik alıştırma sisteminde belirsiz alıştırmanın şematik gösterilişi..... 17
Şekil 3.12	Normal mil alıştırma sistemi 17
Şekil 3.13	Normal mil alıştırma sistemi 17
Şekil 3.14	Normal delik alıştırma sistemi 18
Şekil 3.15	Normal delik alıştırma sistemi 19
Şekil 3.16	Delikteki üst sapma ile mildeki alt sapmanın şematik gösterilişi 23
Şekil 3.17	Toleransların resimlerde gösterilme şekilleri 26
Şekil 3.18	Alıştırma toleranslarının resimlerde belirtilmesi 27
Şekil 3.19	Açısal boyutlara ait toleransların gösterilmesi 28
Şekil 3.20	Düzlemsellik olma durumu 29
Şekil 3.21	Dairelik ve silindiriklik durumları 29
Şekil 3.22	Tolerans çerçeveleri 32
Şekil 3.23	Tolerans çerçevelerinin toleranslı elemana bağlanması 32
Şekil 3.24	Referans elemanın gösterilmesi 32
Şekil 3.25	Referans elemanın yüzeye yerleştirilmesi 32
Şekil 4.1	İmalat fiyatı ile tolerans arasındaki ilişki..... 33
Şekil 5.1	Son boyutun belirtilmesi..... 37
Şekil 5.2	Boyutların tolerans limitleriyle değişimi 38
Şekil 5.3	Zincirleme boyutlandırmada toleranslar 39
Şekil 5.4	Koordinatlarla boyutlandırmada toleranslar 39
Şekil 5.5	Parça ölçüleri ve dizayn boyut ağacı..... 40
Şekil 5.6	Boyut ağacındaki süreksizlik ve kapalı çevrim olma hataları 40

Şekil 5.7	Değişik üretim prosesleri için tolerans oranları	41
Şekil 5.8	Basit bir yığın durumu	42
Şekil 5.9	Verilen proses zinciri için maliyet-tolerans modeli	43
Şekil 5.10	Kapasite oranları ve EP noktaları.....	46
Şekil 5.11	Blok montajında ki tolerans yığın durumu	49
Şekil 5.12	Maliyet fonksiyonu ve tolerans değişimi.....	50
Şekil 5.13	Makine sistemine göre toleranslama	52
Şekil 5.14	Çalışılacak parça ve dizayn resmi	53
Şekil 5.15	Dökümde yerleştirme boyutları	53
Şekil 5.16	Faz 10 da yerleştirme ölçüleri	54
Şekil 5.17	Faz 20 de yerleştirme ölçüleri	54
Şekil 5.18	Faz 30 da yerleştirme ölçüleri	54
Şekil 5.19	Yüzey x faz matrisi	54
Şekil 5.20	Aynı yöndeki takım aşınmasıyla işlenen yüzeyler	56
Şekil 5.21	Tolerans matrisi.....	57
Şekil 5.22	Düzenlenmiş tolerans değerleri.....	58
Şekil 5.23	Tolerans çizelgesindeki çizgilerin gösterilişi.....	62
Şekil 5.24	Talaş toleransı	63
Şekil 5.25	Talaş toleransının talaştan büyük olma durumu	64
Şekil 5.26	Tolerans çizelgesine parçanın yerleştirilmesi	66
Şekil 5.27	Tolerans çizelgesinde ölçülerin oluşturulması.....	67
Şekil 5.28	Tolerans çizelgesi yardımı ile toleransların düzenlenmiş değerleri.....	73
Şekil 5.28	Lineer olmayan yığın durumu için örnek	74
Şekil 5.29	Lineer yığın durumu için örnek	75
Şekil 5.30	Tolerans, güvenlik ve güvenilirlik bölgeleri.....	78
Şekil 5.31	Toleransın güvenilirlik bölgesine etkisi	78
Şekil 5.32	R_R yaklaşımı.....	79
Şekil 5.33	Uzunluk boyutunda güvenilirlik indeksi	79

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3.1	Anma ölçüsü basamakları 20
Çizelge 3.2	≤ 500 mm anma ölçüleri için IT01, IT0 ve IT1 esas tolerans niteliklerinin formülleri 21
Çizelge 3.3	$>IT1 \leq IT18$ esas tolerans niteliklerindeki esas toleranslar için formüller 22
Çizelge 3.4	Miller ve delikler için esas sapmalara ait formüller 24
Çizelge 3.5	Esas sapmaların yuvarlatılması 25
Çizelge 3.6	Toleranslı nitelikler için semboller 30
Çizelge 3.7	Ek semboller 31
Çizelge 5.1	Blok montaj sistemi için proses zinciri, maliyet parametreleri, işlem kapasiteleri 50
Çizelge 5.2	Yeniden tolerans belirleme sonuçları 51

ÖNSÖZ

Toleranslar imalat içerisinde çok önemli bir etken olmasına rağmen, bu konu üzerine pek fazla çalışma yapılmamış olduğundan bu tez çalışmasında tolerans konusunun işlenmesi uygun görüldü. Toleranslar, birçok mühendisin çalışma hayatında gözden kaçırdığı ve üretimin arzu edilenin dışında ve hatalı gerçekleşmesine sebep olan bir konudur. Bir parçanın üretiminde başından sonuna dek her safhasında (dizayn aşamasında, proses planlama ve kalite kontrol safhaları vb.) direkt olarak etkilidir. Bu yüzden her aşamada toleranslar dikkatlice seçilmeli ve kontrol edilmelidir.

Bu konuda çeşitli standartlar geliştirilmiş ve çeşitli yöntemler ile ilgili çalışmalar ortaya konulmuşsa da bunların hepsini yani standart toleranslar, tolerans seçimi ve analiz ve kontrolünü bir arada gösteren kaynak olmayışından dolayı yapılan tez çalışması, parçanın üretilmesindeki sırasındaki safhalarında tasarımcılara, metotçulara ve üretimle ilgili diğer insanlara konuyla ilgili uygun bir kaynak olacağı düşüncesindeyiz.

Bu çalışmamda desteklerini esirgemeyen danışman hocam sayın Prof. Dr. Atilla BOZACI Bey'e, değerli meslektaşım Makina Müh. Ömer EREN'e teşekkürlerimi sunarım.

ÖZET

Toleranslar makina üretimi içerisinde çok önemli bir yere sahiptir. Bu çalışmanın ilk kısmında gün geçtikçe gelişen teknolojilerle beraber artan üretim sistemleri ve üretim çeşitlerine bir standart getirilmesi gerekliliği, ulusal ve uluslararası standardizasyona gidilmesinin sebepleri anlatılmış, sonrada uluslararası platformda geniş şekilde kabul gören ISO uluslararası standardizasyon kurumu tanıtılmıştır.

ISO'nun kalite konusundaki çalışmaları ve kaliteye etkileyen toleranslar üzerine geliştirdiği sistemler çok önemlidir. Bunlar hem bir kaliteyi sağlamakta hemde parçanın tasarımı esnasında tolerans tespitinde kolaylıklar sağlamaktadır.

Daha sonra toleransları tespit ederken tasarımcıların dikkat etmesi gereken esaslar üzerinde durulmuştur. Özellikle, istenen fonksiyona göre tolerans konusu içindeki önemli iki faktör olan kalite ve maliyet gözönünde tutulmuş, bunların tolerans seçimi üstündeki etkilerine değinilmiştir.

Doğal olarak bu seçilecek tolerans niteliklerinin makul değerlerde olması gerekmektedir. Uygun olmayan toleransların üretim safhalarını arttırdığı, hatalı üretime yol açtığı gibi kaliteyi arttırıp maliyetide yükselteceği aşıkardır. Bu yüzden son olarak fonksiyona uygun en uygun toleransın belirlenmesi, belirlenen tolerans değerlerinin analiz ve kontrollerini yapıp uygun olmayan toleransların düzeltilmesini sağlayarak bu toleranslara sahip parçaların ekonomik maliyette, hızlı ve seri şekilde üretim şekillerini sunan yöntemler incelenmiş bunlarla ilgili uygulamalar yapılmış ve irdelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: ISO Toleransları, tolerans analizleri, kalite, maliyet

ABSTRACT

Tolerances take an important place in machine manufacturing. In the first part of this study, the necessity of making standards for manufacturing systems and types which are increasing by technologies that are developing day by day. Next, reasons for national and international standardization were explained, and then ISO which is the standardization system that mostly accepted in the international platform was introduced.

ISO's workings about quality and systems that were developed by ISO for tolerances which effect on quality are very important. These standards supply quality and also they offer facilities for defining tolerances.

After these, the principles that designer should pay attention on when he defines tolerances. Especially, for desired function in the tolerance subject two important factors quality and cost were observed and their effect on the tolerance defining were explained.

Tolerances that will be defined must be in-spec. Tolerances that are out-of-spec increase process numbers, cause failed manufacturing and also decrease the quality and increase the manufacturing cost. For this reason, in the final section some special methods were observed and explained which presents minimum cost, maximum quality and fast manufacturing by defining appropriate tolerances by making tolerance analyses and tolerance controllings to correct the inappropriate tolerances. Also some applications have been done and explained about these methods which are practicable in manufacturing.

Keywords: ISO tolerances, tolerance analysis, quality, cost

1. GİRİŞ

Her geçen gün dünya üzerindeki teknoloji birikimi artmakta, buna paralel hızla artan talepleri karşısında üretimde hızla artmaktadır. Bu üretim ihtiyacını karşılayabilmek için firmalar hızlı ve seri üretim yapmaktadırlar. Fakat firmalar pazar ekonomisinde rekabet edebilmeleri için hızlı ve seri üretim yaparken üretiminde aynı zamanda kaliteli ve ekonomik olması gerekmektedir.

Üretimin kalitesi, parçanın fonksiyonuna göre uygun hassasiyet sınırlarında üretilmesini gerektirir. Üretilen parçanın kalitesi boyutlarının toleranslarına ve bu toleransların uygun şekilde üretilmesine bağlıdır. Haliyle kaliteyi arttırdığımızı göre maliyette buna bağlı olarak artacaktır. Toleranslarla maliyet arasında önemli bir ilişki vardır.

Uluslararası alanda ortak üretim ihtiyaçlarının özellikleri konusunda standardizasyona gidilmiş ve uluslararası alanda en geniş şekilde ISO standartları kabul görmüştür. ISO kalite konusunda önemli standartlar ortaya koymuş ve buna bağlı olarak tolerans sistemleri geliştirmiştir.

Bu çalışmadaki amaç; ISO'nun belirlediği tolerans sistemlerini incelemek, yapılan son değişiklikleri takip etmek, toleransların seçimindeki dikkat edilecek noktaları ortaya koymaktır. Ayrıca, tolerans ve maliyet arasında yakın bir ilişki olduğundan, belirlenen toleransların analiz ve kontrollerini yaparak daha ekonomik maliyette aynı zamanda daha hızlı ve seri üretimin gerçekleşmesine yardımcı olan yöntemleri araştırmaktır.

Konuya geçiş yapılmadan önce burada kısaca standartlar ve standardizasyona gidilme sebepleri üzerinde kısaca durulacaktır.

1.1 Standartlar Nedir?

Standartlar materyaller, ürünler, işlemler ve servislerin amaçlarına uygun hale gelmesini sağlamak için, karakteristiklerin kuralları, kılavuzları veya tanımlamaları gibi tutarlı bir şekilde kullanılması için teknik özellikler ve diğer uygun kriterleri içeren belgelenmiş anlaşmalardır.

Genel olarak standartlar için insanların değişik ihtiyaçlarını ortak bir noktada odaklanması tanımını yapabiliriz. Standartlar kaba bir tabirle her kafadan değişik bir ses çıkmasını önleyen sistemlerdir. Standartlar topluluk içindeki değişik üreticilerin ürettiği ürünler veya sağladığı servislerin birbirine uygunluk göstermesi ve tüketicilerin ihtiyaçlarına en uygun şekilde cevap verilmesini sağlar.

Topluluk içindeki bu uygunluğu sağlayan standartlar bir birim etrafında toplanır. Bu topluluk bir ülke üzerindeki veya tüm dünya üzerindeki genel topluluk olarak düşünülebilir.

1.2 Ulusal Standartlar

Bahsedilen topluluk bir ülke ise ve bu ülkede yapılan, düzenlenen ve kabul edilen standartlar “ulusal standartlar” olarak adlandırılır.

Ulusal standartlara örnek olarak TSE (Türk Standartları Enstitüsü), DIN, ANSI verilebilir.

1.3 Uluslararası Standartlar

Dünya üzerindeki tüm insanların veya ülkelerin kabul ettiği standartlara “uluslararası standartlar” adı verilir.

Her geçen gün kozmopolit bir yapıya bürünen dünya ülkeleri kendi aralarında teknoloji, ürün ve servis transferinde ortak bir standart ihtiyacı duyduğundan uluslararası standartları geliştirmişlerdir. Uluslararası standartlara örnek olarak ISO, ITU, WTO gibi kuruluşlar örnek olarak gösterilebilir.

1.4 Uluslararası Standartların Başlangıcı

Uluslararası standardizasyon ilk olarak elektroteknik alanında başlamıştır: Uluslararası elektroteknik komisyonu (IEC) 1906 yılında kurulmuştur. Diğer alanda öncü faaliyetleri ortaya çıkaran 1926 yılında kurulan Uluslararası Ulusal Standartlaşma Dernekleri Federasyonudur. ISA'nın içeriği ağırlıklı olarak makina mühendisliği üstüne yayılmıştır.

ISA'nın çalışmaları 1942 yılında İkinci Dünya Savaşı yüzünden durmuştur. Bunu takriben 25 ülkeden gelen delegelerin katılımıyla 1946 yılında Londra'da yapılan toplantıda “uluslararası koordinasyonu ve endüstriyel standartların birleşimini kolaylaştırmak amacıyla” uluslararası standardizasyon kararı alınmıştır. Yeni organizasyon, ISO, fonksiyonuna resmi olarak 23 Şubat 1947 yılında başlamıştır.

ISO'nun ilk standardı 1951 yılında yayımlanmıştır ve bu standart “Endüstriyel uzunluk ölçümleri için standart referans sıcaklığıdır.”

1.5 Uluslararası Standardizasyona Gidilmesinin Sebepleri

Değişik ülkelerde benzer teknolojiler için birbiriyle uyumsuz standartların oluşması ticaret için teknik engellerin ortaya çıkmasına neden olur. İhracat düşünceli endüstriler uluslararası

ticaret işlemini mantıklı kılmaya yardımcı olacak dünya standartları üzerindeki anlaşma gerekliliği anlayışına sahiptirler.

Uluslararası standardizasyon bilgi işlem ve haberleşme, tekstil, paketleme, malların dağıtım, enerji üretimi ve kullanımı, gemi yapımı, bankacılık ve finans hizmetleri gibi farklı alanlardaki birçok teknoloji için kurulmuştur. Bu gelecekteki endüstriyel aktivitelerdeki tüm sektörler için önemli bir biçimde büyümeye devam edecektir.

Önemli sebepler:

- 1) Dünya Çapındaki Ticaret Serbestliğindeki İlerleme: Günümüz serbest pazar ekonomileri artan bir şekilde genişleyen pazarları destek ve geliştirme olanaklarının değişik kaynaklarını teşvik etmektedir. Teknolojik olarak, rekabetin bir ülkeden diğerine, ve bir bölgeden diğerine tanımlanmış, açıkça belirtilmiş genel referanslara dayanması gerekmektedir. Ticari ortakların oluşturduğu konsensiyus tarafından geliştirilen uluslararası alanda tanımlanmış endüstri ağırlıklı standartlar ticaret dili olarak hizmet etmektedir.
- 2) Sektörlerin İçice Girmesi: Günümüz dünyasındaki hiçbir endüstri diğer sektörler tarafından geliştirilen bileşenler, ürünler, uygulama kuralları vb. den tamamen bağımsız bir yapıya gerçek anlamda sahip değildir. Civatalar havacılık ve tarımsal makinalarda kullanılmakta; kaynak makina ve nükleer mühendisliğinde önemli rol oynamakta, ve elektronik datalar bütün endüstriler içinde işleve sahiptir.
- 3) Dünya Çapındaki Haberleşme Sistemleri: Bilgisayar endüstrisi hızlı ve ilerleyen bir şekilde küresel seviyede standartlaştırılması gereken iyi bir teknoloji örneği sunmaktadır. Açık sistemler arasındaki tam uyumluluk üreticiler arasında sağlıklı rekabeti sağlar, ve yenilikler, gelişmiş üretim maliyet düşüşü için güçlü bir yardımcı olmasından sonra kullanıcılar için gerçek seçenekleri sunmaktadır.
- 4) Yardımcı Teknolojiler İçin Küresel Standartlar: Tamamen yeni alanlardaki standardizasyon programları günümüzde geliştirilmektedir. Bu gibi alanları gelişmiş materyaller, çevre, yaşam bilimleri, kentleşme ve yapılaşmayı içermektedir. Yeni teknolojinin gelişmesinin çok erken safhalarında uygulamalar düşünülebiliyordu fakat fonksiyonel prototiple ortaya çıkmamıştı. Burada, standardizasyon ihtiyacı teknoloji tanımlaması ve nicel bilgilerin veri tabanlarının biriktirilmesi içindir.
- 5) Gelişen Ülkeler: Gelişmeyi takip eden kurumlar standardizasyonun ana yapısının sürekli gelişmeyi sağlamak için yapılan ekonomik politikaların başarısı için temel durum olduğunu belirtmişlerdir. Gelişmekte olan ülkelerde böyle bir ana yapıyı yaratmak üretimi geliştirme, pazar rekabeti ve ihracat kapasitesi için gereklidir.

Endüstri ağırlıklı standardizasyon ürünlerin büyük çoğunluğu veya hizmetler benzer standartlara uygun olduğu zaman özel endüstriyel sektör içinde oluşan bir durumdur. Bu endüstriyel sektör içinde ekonomide rol alan tüm sunucular, kullanıcılar ve bazen de hükümetler tarafından gerçekleştirilen ortak anlaşmaların sonucunda ortaya çıkar. Burada amaç ticareti; değişimi ve teknoloji transferini aşağıdaki koşullar sayesinde kolaylaştırmaktadır.

- Arttırılmış üretim kalitesi ve makul fiyattaki güvenilirlik
- Gelişmiş sağlık, güvenlik ve çevre koruması, ve atıklardaki azalma
- Malların ve servislerin büyük uyumluluğu
- Gelişmiş kullanılabilirlik için basitleştirme
- Model sayılarının azalması, ve dolayısıyla maliyetlerdeki düşüş
- Artan dağıtım verimi ve bakım kolaylığı

Kullanıcıların uluslararası standartlara uyum gösteren mallara ve servislere büyük güveni vardır.

Uluslararası standartlar için çoğu dünya ülkesince tanınan sistem ISO standartlarıdır.

2. ISO

Asıl adı International Organization for Standardization olan ISO dünya çapında 130 ülkenin ulusal standart yapılarının federasyonudur.

ISO hükümetlerden bağımsız organizasyon olarak 1947 yılında kurulmuştur. ISO'nun misyonu malların ve servislerin uluslararası değiş tokuşunu kolaylaştırmaya yönelik standardizasyon gelişimini ve ilgili aktiviteleri, ve beyinsel, bilimsel, teknolojik aktivitelerde işbirliğinin gelişimini iyileştirmektir.

2.1 ISO'nun Yapısı

ISO üç kategoriye ayrılan üyeleri tarafından meydana getirilir (www.iso.ch/ , 2001).

ISO'nun üye yapısı kendi ülkesinde en çok kabul edilen ulusal yapıdır. Dolayısıyla, her ülkeden sadece tek bir yapı ISO'ya kabul edilir.

Üye yapı şunlar hakkında sorumluluk alır:

- Uluslararası standardizasyon olanakları ve girişimlerinin kendi ülkelerindeki potansiyel olarak ilgili kısımlarını haberdar etmek.
- Uluslararası ihtiyaçlar ve çalışmalar standart antlaşmalarına öncülük ederken ülkenin konuyla bağlantılı ilişkilerinin oluşmasının sağlanması
- Üyelik aidat ödemeleriyle ISO'nun çalışmaları için ülkelerin finanssal destek için pay almasını sağlar

Üye yapılar ISO'nun teknik komite ve politik komite üstüne yapılan tüm seçme işleminde katılımcıdır.

Muhabir üye ise ulusal standart aktivitelerinin henüz tam olarak gelişmeyen ülkedeki organizasyonudur. Muhabir üye teknik ve politik geliştirme çalışmalarında aktif olarak görev almazlar, fakat kendileriyle ilgili çalışmalarda bilgilendirilme hakkına sahiptirler.

ISO'nun içinde çok küçük ekonomilere sahip ülkeler için üçüncü kategori olarak abone üyeliği vardır. Abone üyelerin daha düşük üyelik aidatı ödeyerek uluslararası standardizasyonlar hakkında temas halinde olmaları sağlanır.

2.2 ISO Çalışmalarını Yürüten Birimler

ISO'nun teknik çalışması merkezi yapıdadır, hiyerarşik yapısı 2850 teknik komite, alt komite ve çalışma guruplarından oluşur. Bu komitelerde, endüstrinin kalifiye temsilcileri, araştırma enstitüleri, hükümet otoriteleri, müşteri temsilcileri, ve dünyanın her tarafından gelen

uluslararası organizasyonlar eşit ortaklar gibi bir araya gelerek uluslararası standardizasyon problemlerinin çözümünü sağlarlar. Her yıl 30000 uzmanın katılımıyla toplantılar yapılmaktadır.

Standart komitesinin yönetimi için büyük sorumluluk ISO'nun üyeliğini yapan AFNOR, ANSI, BSI, CSBTS, DIN, SIS gibi ulusal standart kuruluşlarından biri tarafından beklenmektedir. Standart komitesinin sekreterliğini yapan üye yapı teknik ve yönetim çalışması için birini atar. Komite başkanı komite üyelerinin fikir birliğine varmasında yardımcı olur. Genel olarak, ortak varılan karar eldeki problemin özel çözümünün o anda uluslararası uygulama için en uygun olanı olduğunu ifade edecektir.

2.3 ISO Standartları Nasıl Gelişir?

ISO standartları aşağıdaki kurallara göre gelişmektedir:

- Ortak Karar: Her konudaki giriş dikkate alınmaktadır; üreticiler, kullanıcılar, tüketici grupları, test laboratuvarları, hükümetler, mühendislik uğraşları ve araştırma organizasyonları
- Endüstri Alanı: Dünya çapındaki endüstri ve müşterilerin memnuniyeti için global çözümler
- Gönüllü: Uluslararası standardizasyon pazarla birlikte yürür, bu yüzden market alanında ilgili tüm konuların gönüllü kapsamına girmektedir

ISO standartlarının geliştirilmesi işleminde üç ana faz vardır.

Standart için ihtiyaç genellikle üye yapısına bu ihtiyacı belirten endüstri sektörü tarafından belirtilir; ISO'ya yeni çalışma konuları hakkında öneriler yapar. Uluslararası standart için ihtiyaç belirtilip resmen anlaşıldıktan sonra, birinci faz gelecek standardın teknik konusunun tanımını içermektedir. Bu fazda konu hakkında ilgili ülkelerin teknik uzmanlarının katılımıyla oluşan çalışma grupları yer alır.

Standartta hangi teknik beklentilerin olacağı konusunda anlaşmaya varıldıktan sonra, ikinci faz standartlar içinde ülkelerin hangi teknik detay özelliklerin bulunmasını belirtirken devreye girer.

Son faz ise sonuç taslağının uluslararası standart olarak resmen onayını içerir, (beklenen kriter öngörüşü standart geliştirme işleminde aktif olarak yer alan ISO üyelerinin üçte ikisi tarafından onaylanır, ve üyelerin % 75 inin oylarıyla resmen kabul edilir), sonrasında kabul edilen text ISO uluslararası standardı olarak yayınlanır.

Çoğu standartlar periyodik revizyona ihtiyaç duyarlar. Çeşitli faktörler standartların güncelliğini kaybetmesine neden olur. Bunlar; teknolojik gelişim, yeni metotlar ve

materyaller, yeni kalite ve güvenlik ihtiyaçlarıdır. Tüm bu faktörler göz önüne alınarak ISO genel bir kural yayınlayarak tüm ISO standartlarının 5 yıldan fazla olmamak koşuluyla çeşitli aralıklarla değişikliklerin gerekli olup olmadığının belirtilmesini öngörmüştür. Günümüzde ISO çalışmalarının sonucunda 12000 uluslararası standart geliştirilmiş ve bunlar İngilizce ve Fransızca olarak 300000 sayfadan fazla yazılı kaynak olarak sunulmuştur.

2.4 ISO nun İşbirliği Halinde Olduğu Kuruluşlar

Uluslararası alanda ISO, aktivite alanları ISO'nunkileri tamamlayan yapıda olan uluslararası standardizasyon partneri IEC ile işbirliği halindedir. Diğer bir kuruluştaki ITU (International Telecommunication Union) dur. ISO gibi IEC de resmi devlet kuruluşu değildir, fakat ITU Birleşmiş Milletler Organizasyonu'nun bir parçasıdır ve üyeleri hükümetlerdir. Bu üç kuruluşun enformasyon teknolojisi ve telekomünikasyon alanlarında sıkı bir işbirliği halindedir.

ISO World Trade Organization (WTO) ile serbest ve geniş global ticaret sisteminin geliştirilmesi amacıyla stratejik bir ortaklık oluşturmaktadır.

Bölgesel alanlarda da yapılan standardizasyon çalışmalarıyla ISO'nun köprü kurmasının kolay olması birçok ISO üyesinin ayrıca bu bölgesel standardizasyon organizasyonlarının içinde bulunmalarıdır. ISO Afrika, Arap ülkeleri, Avrupa, Latin Amerika, Pasifik Sahası, Güney-Doğu Asya uluslarının bölgesel standart organizasyonlarını tanımıştır. Bu tanımlar ise bölgesel yapıların ISO standartlarını değişiklik olmaksızın üyelerinin ulusal standardı olarak adaptasyonu sağlamaları ve sadece ISO'nun direkt olarak belirtmediği alanlarda standart gelişimini sağlama koşuluyla olmaktadır.

2.5 ISO Çalışmaları İle Yapılanlar

Aşağıda, geniş ölçüde benimsenen endüstri, ticaret ve tüketiciler için belirgin avantaj sağlayan ISO standartları için bazı örnekler verilmiştir.

- Diğer fotoğrafçılık teçhizatı standartlarının yanında ISO film hız kodu dünya çapında benimsenmiş ve genel kullanıcı için işleri basitleştirmiştir.
- Telefon ve banka kartlarının standardizasyonu ile bunların dünya çapındaki kullanılabilirliği sağlanmıştır.
- Birçok iş alanı kalite yönetimi ve kalite güvencesi için iskelet yapıyı sağlayan ISO 9000 sistemini uygulamaktadır. ISO 14000 serileri benzer şekilde çevre yönetimi için bir iskelet yapı sağlamaktadır.
- Uluslararası standardize edilmiş taşıma konteynerleri hava ve deniz taşımacılığı, demiryollarında, otobanlardaki transport sistemini tümüyle etkin bir şekilde yürütmesini

sağlar. Bu, hassas ve tehlikeli kargoları tanımlayan standart dökümanlarıyla birleştirildiğinde uluslararası ticareti ucuz, hızlı ve güvenli yapar.

- SI universal ölçme sistemi ile ilgili 14 uluslararası standart vardır.
- Kağıt boyutları ile ilgili ilk standart 1922 yılında DIN tarafından yayımlanmıştır. Günümüzde dünya çapında ISO 216 standardı olarak kullanılan standart kağıt boyutları üretici ve kullanıcılara daha düşük maliyetlere imkan tanır.
- Balık avlama araçlarında, yapı operasyonlarını tüm çeşitlerinde, asansörler ve kablolu araçlar için kullanılan tel halatların güvenliği konusunda ISO uluslararası standartları boyut, yüzey bitirme işlemi, imalat tipi, telin gerilim derecesi, minimum kırılma yükü gibi temel karakteristikleri sistematik olarak tanımlar.
- Benzer uygulamalar için kullanılan vida dişlilerinin farklılığı ticaret için önemli bir teknik problem teşkil eder. ISO metrik vida dişlileri için ISO standartlarında global bir çözüm sağlanmıştır.

ISO bu çalışmalarının yanında genel makina imalatı konusunda yaptığı uluslararası standardizasyon çalışmalarıyla uluslararası alanda yapılan makina imalat çalışmalarında değişik ülkelerde yapılan parçaların birbirine uyumlu çalışması sağlanmıştır. Özellikle ISO'nun makina imalatındaki tolerans ve alıştırmaları konusundaki yaptığı çalışmalar sonucu ortaya çıkan standartlar dünya çapında kabul görmüş, genel ihtiyaca cevap veren niteliklere sahip olduğundan üreticilere daha ekonomik maliyet, artan imalat hızı ve kalitesi gibi avantajlar sunmaktadır.

3. TOLERANSLAR

Herhangi bir makina veya bir yapının imalatında kalite öncelikle düşünülmesi gereken bir konudur. İmalat sırasında gösterilen özen o parçanın, imalat kalitesini tayin edeceği gibi imalat ve satış fiyatını da etkiler. Hassas olarak işlenmek istenen bir iş parçası için iyi bir işçilik, hassas işleme makinaları ve özel teknik ve teçhizat gibi gereksinimlerden dolayı maliyet artacaktır. Ayrıca ekseri iş parçaları ölçülerinin tam doğru olmalarının gereksiz görülmesi gerçeği ile beraber aslında imalat metotlarının kendinden kaynaklanan hataları sebebiyle makina ile imal edilen iş parçaları için sınır ölçüleri arasında imal edilen bir iş parçası yeterli kabul edilmek suretiyle fonksiyonu emniyet altına alınır, başka bir deyişle imalat, kabul edilen sapmaların gösterdiği bir tolerans bölgesi içinde bulunur. Buradan da anlaşıldığı üzere tolerans belirlenen sınırlar dahilinde parçanın verilen ebadının ölçülerinde tanınan değişimdir.

Sanayide ve milletlerarası pazarlardaki gelişmelerle sınır ölçülerini ve alıştırmalarını geliştirmek için önce firmalar içinde sonra milli ve daha sonra milletlerarası düzeyde resmi sistemlerin meydana getirilmesi mecburiyeti vardır.

Tolerans sistemlerine girmeden önce standartlarda belirtilen bazı tanımların açıklanmasında yarar vardır.

3.1 Standartlarla İlgili Bazı Tanımlar

Genellikle standartlarda tüm parçalar için mil ve delik tanımları kullanılmaktadır.

Burada mil olarak kullanılan tanım bir elemanın dış şekil elemanlarını belirten ve silindirik olmayan şekil elemanlarını da kapsayan genel olarak kullanılan bir terimdir. Delik terimi ise bir iş parçasının iç şekil elemanlarını gösteren ve silindirik olmayan tüm şekil elemanları için kullanılır.

Mesela; mile geçen bir kama gibi daire kesitli olmayan bir parçada mil olarak ve bunun geçtiği yuvada bir delik olarak düşünülür. Standartlarda sadece basit geometrik iş parçalarının alıştırmaları kabul edilmiştir. Bunun sebebi ise uluslararası standardın amacından dolayıdır, çünkü çok değişik tipte, boyutta ve şekilde parçalar olduğu için genel olarak kullanılan basit terimler ele alınarak karmaşıklığın önüne geçilmek istenmiştir.

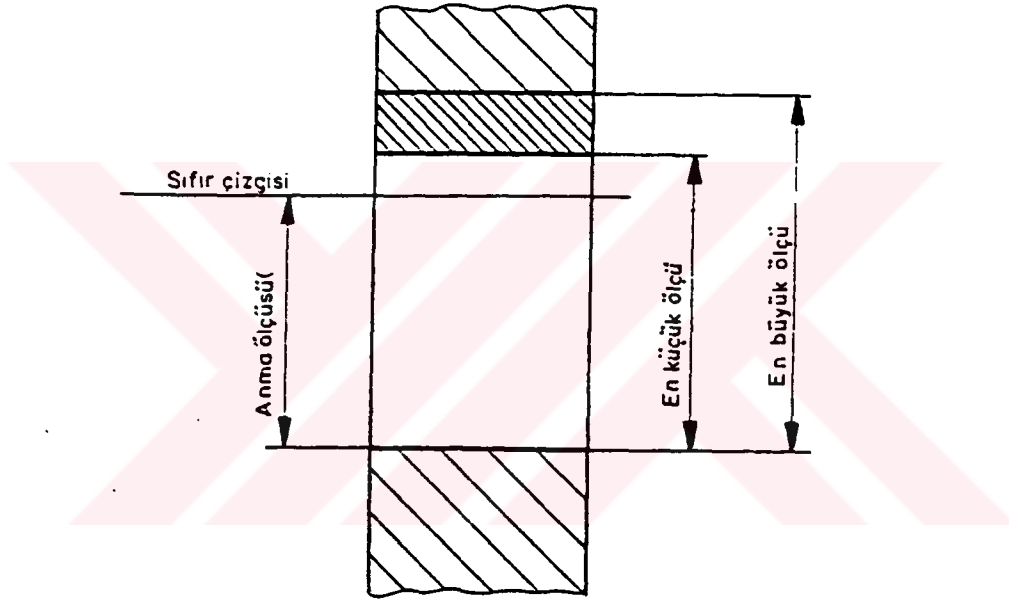
Miller ve deliklerin değişik ölçülerde üretilirler. Bu ölçüleri adlandırırken anma ölçüsü terimi kullanılacaktır. Anma ölçüsü üst ve alt sapma yardımıyla sınır ölçülerinden türetilen ölçüdür.

Delik ve millerin imalatının basitleşmesi, maliyetinin daha ekonomik olması ve bunları ölçecek olan pahalı master ve ölçü aletlerinin sayılarını sınırlamak için standartların saptanmış olduğu anma ölçüsü basamaklarına uyulmalıdır.

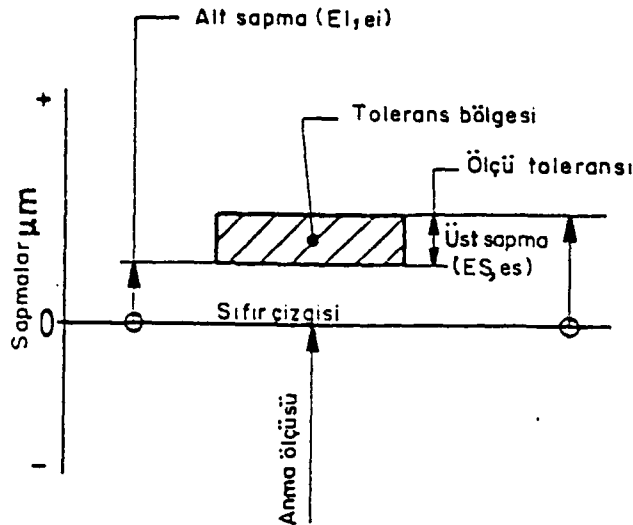
Sıfır çizgisi ise üzerinde sapmaların ve toleransların verildiği anma ölçüsünü gösteren, sınır ölçüleri ve alıştırmaların grafik gösterilişi içindeki bir doğru çizgidir.

Yatay çizgi olarak gösterilen sıfır çizgisinin normal olarak üst tarafında pozitif sapmalar ve alt tarafında negatif sapmalar belirtilir.

Üst sapma en büyük ölçü ile ilgili anma ölçüsü arasındaki cebirsel farktır. Miller için (es) delikler için (ES) harfleriyle belirtilir.



Şekil 3.1 Anma ölçüsü, en büyük ölçü ve en küçük ölçü (TS 1845-1 ve ISO 286-1,1996).



Şekil 3.2 Bir tolerans bölgesinin normal gösterilişi (ISO 286-1 ve TS 1845-1, 1996).

Alt sapma ise en küçük ölçü ile ilgili anma ölçüsü arasındaki cebirsel farktır. Miller için (ei) ve delikler için (EI) harfleriyle belirtilir.

Esas sapma ise sıfır çizgisine göre tolerans bölgesinin konumunu tespit eden sapmadır. Sıfır çizgisine en yakın olan sapmadır ve bu alt ve üst sapma olabilir.

3.2 Tolerans Bölgeleri Ve Sapmalar

Genel makina imalatında hassalık ve kalite her zaman göz önünde tutulan ve istenen niteliklerdir. Ama bir parça ne kadar hassas işlenirse imalat masrafları o derece artar, çünkü tezgahların, takım, alet ve masterların daha hassas, işçilerin de daha kalifiyeli olmaları gerekir. Bu nedenle mümkün olduğunca geniş tolerans bölgelerinin seçilmesine çalışılmalıdır.

İnce millerde tolerans bölgeleri daha dar, kalın millerde ise daha geniş seçilir. ISO 216 nun son revizyonu ile önceki sisteme göre bazı değişiklikler yapılmış ve TS 1845 standardı ise 1996 yılında bu değişiklikleri aynen kabul etmiştir.

Esas tolerans nitelikleri, IT harfleri ve bunları izleyen bir sayıyla mesela IT7 ile belirtilebilir. IT harfleri uluslararası toleransı ifade eder. Tolerans sınıfının belirtilmesi için, tolerans niteliği bir esas sapma ile birlikte kullanıldığında IT harfleri ortadan kaldırılır: mesela h7 gibi.

Eski sistemde IT1'den IT16'ya kadar olan sistem yeni kabulüyle IT1'den IT18' e kadar olacak şekilde ISO sisteminde 20 esas tolerans niteliği tespit edilmiştir. IT0 ve IT01 genel olarak pek fazla kullanılmazlar.

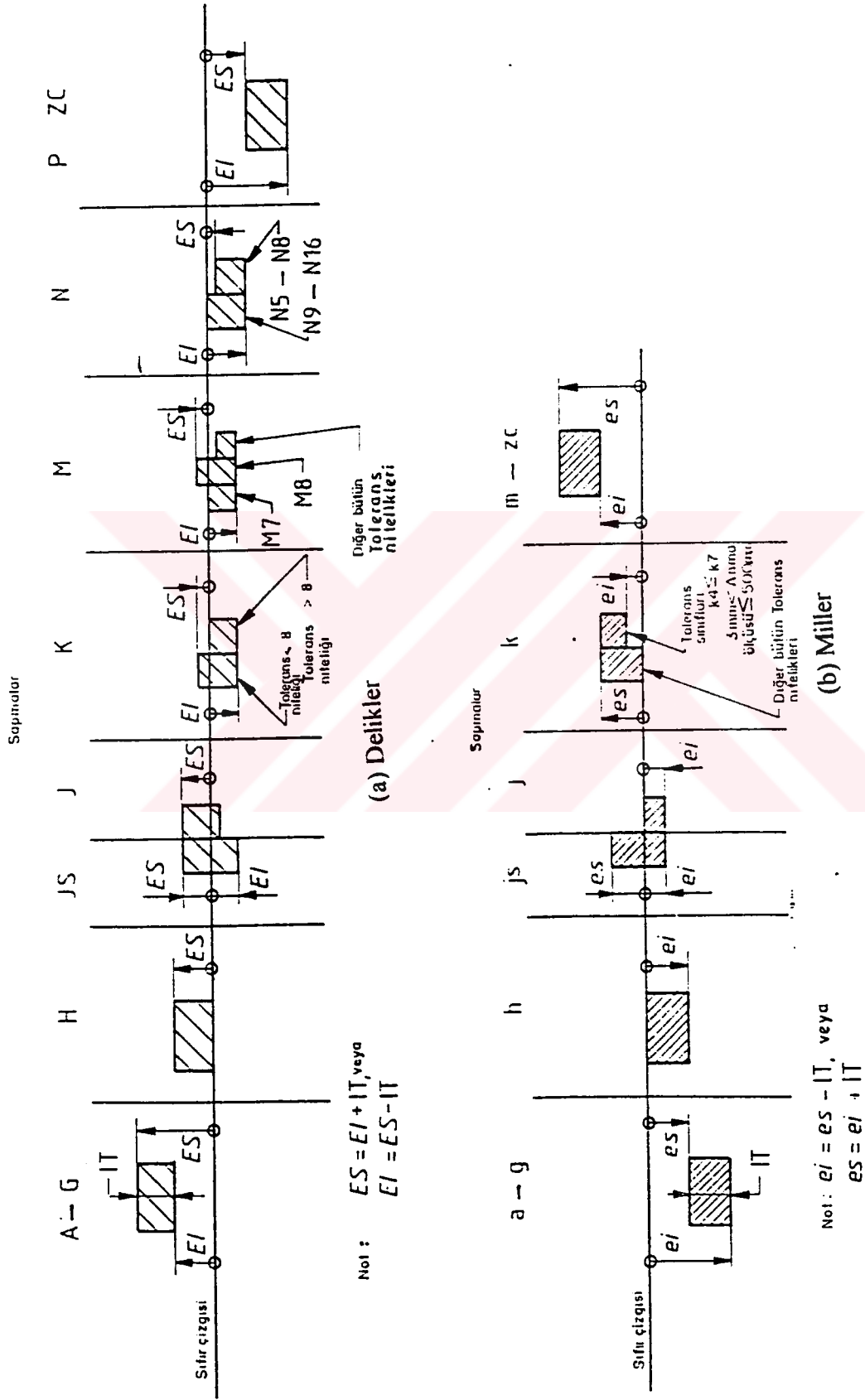
Sıfır çizgisine göre tolerans bölgesinin konumu anma ölçüsünün bir fonksiyonudur. Ve bu konum delikler için bir büyük harfle (A...ZC) ve miller için bir küçük harfle belirtilir (a....zc) ile gösterilir. Bunlar Şekil 3.3'te gösterilmiştir.

Miller ve deliklerin esas sapmalarının işaretleri (+) veya (-) ile gösterilmiştir. ≤ 3150 olan anma ölçülerindeki sapmalar için K-ZC (K tolerans bölgesi ve M8 için) tolerans sınıfında \leq IT8 esas tolerans nitelikleri geçerli değildir. J/j, K/k, M/m, N/n tolerans bölgesi konumları için esas sapmaların ayrıntıları Şekil 3.4'te verilmiştir.

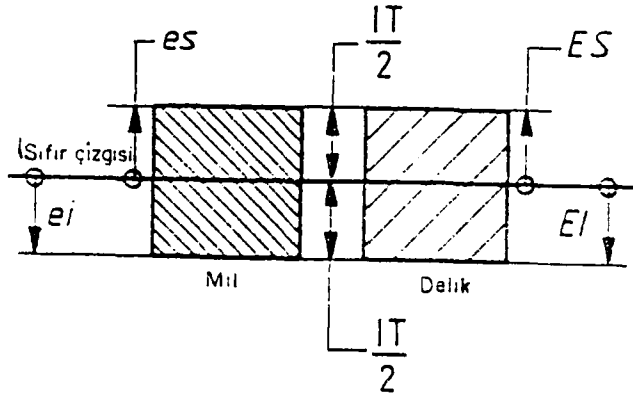
Şekil 3.5 üzerinde belirtilen veriler sıfır çizgisine göre esas toleranslar simetrik konumda gösterilen js ve JS esas sapmaları için geçerlidir.

Burada js için (ISO 286-1, 1996),

$$es = ei = \frac{IT}{2} \quad (3.1)$$



Şekil 3.4 Delikler ve miller için esas sapmalar (ISO 286-1 ve TS 1845-1, 1996).



Şekil 3.5 Sıfır çizgisine göre js ve JS konumları (ISO 286-1 ve TS 1845-1, 1996).

JS için,

$$ES = EI = \frac{IT}{2} \quad (3.2)$$

geçerlidir.

Bir tolerans sınıfı esas sapması için harf(ler) ve esas tolerans niteliğinin sayısı ile gösterilir. Miller gösterilirken küçük harf delikler gösterilirken büyük harf kullanılır. Toleranslı bir ölçü ise ya anma ölçüsü ile istenen tolerans sınıfı sembolünden veya anma ölçüsü ile saptamalardan meydana gelir.

Örneğin: 32 H7 (delikler için) 32 h7 (miller için)

3.3 Alıştırmalar

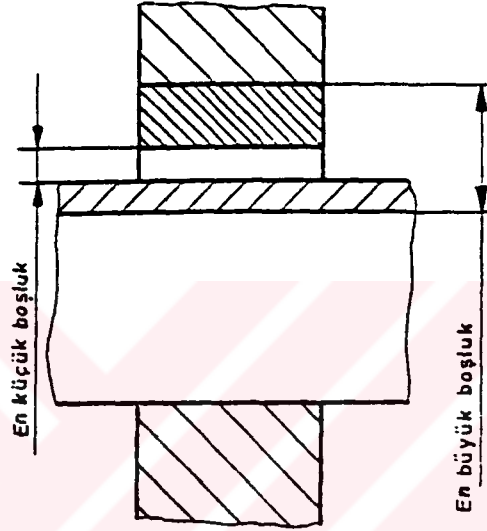
Bir konstrüksiyonda bir milin deliğe geçme fonksiyonu göz önüne alınarak sıkı veya boşluklu geçmesi istenebilir. Bu yüzden istenen fonksiyona göre mil ve delik belirli toleranslar içinde yapılmalıdır. Bir toleranslı mil toleranslı bir deliğe geçerken ölçüleri arasındaki oluşan bağıntıya alıştırma denir. Fakat burada dikkat edilmesi gereken nokta alıştırmayı oluşturan parçaların anma ölçülerinin birbirine eşit olduğudur. Şimdi çeşitli alıştırma çeşitlerine değinelim(ISO 286-1).

a) **Boşluklu Alıştırma:** Delik ve milin montajı sırasında eğer bir boşluk meydana gelirse bu bir boşluklu alıştırmadır. Diğer bir ifadeyle deliğin en küçük ölçüsünün milin en büyük ölçüsünden daha büyük ve sınır durumunda eşit olduğu durumdur. Şekil 3.6'da bir boşluklu alıştırma durumu gösterilmiştir.

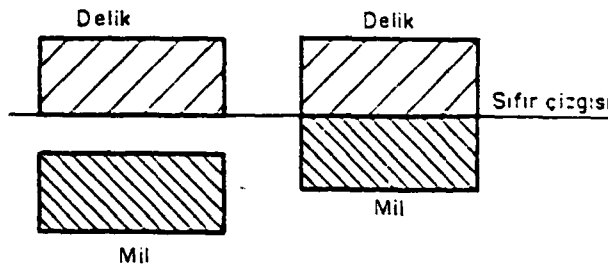
b) **Sıkı Alıştırma:** Delik ve milin montajı sırasında her durumda bir sıkılık meydana gelirse bu

bir sıkı alıştırma olur. Burada en büyük delik çapı en küçük mil çapından daha küçük olur veya sınır durumunda eşit olur. Sıkı alıştırma durumu Şekil 3.8’de gösterilmiştir.

e) **Belirsiz Alıştırma:** Delik ve milin gerçek ölçülerine bağlı olarak montajdan önce ya bir boşluğun veya bir sıkılığın meydana geldiği alıştırma değildir. Bunlarda işlenmiş parçanın çapının sıfır çizgisinin üstüne mi, altına mı düşeceği önceden tespit edilemez. Böylelikle belirsiz alıştırmalara göre imal edilen parçalar bazen az sıkı, bazende az boşluklu olarak birbirine geçer.



Şekil 3.6 Boşluklu alıştırma (ISO 286-1 ve TS 1845-1, 1996).



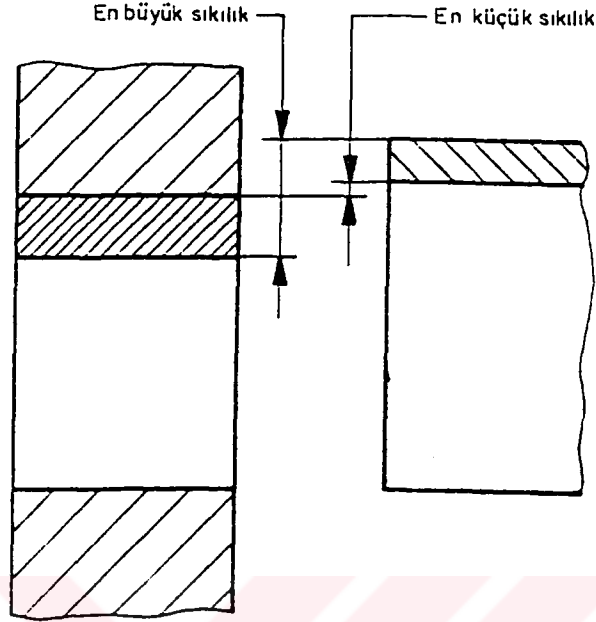
Şekil 3.7 Boşluklu alıştırmanın normal delik alıştırma sisteminde şematik gösterilişi (ISO 286-1 ve TS 1845-1, 1996).

Böylelikle belirsiz alıştırmalara göre imal edilen parçalar bazen az sıkı, bazen de az boşluklu olarak birbirine geçer. Şekil 10’da belirsiz alıştırma için bir örnek görülebilir.

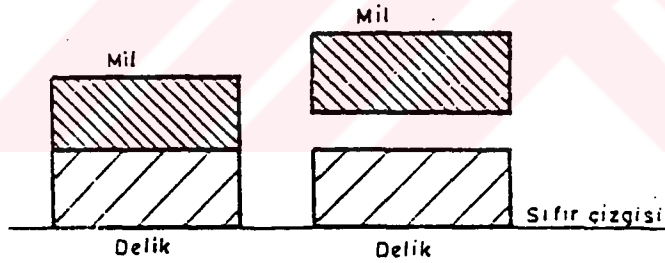
Bir alıştırma toleranslı ölçü belirtilirken önce anma ölçüsü ardından tolerans sınıfı, arada bölü işaretinden sonra milin tolerans sınıfı yazılır.

Örneğin:

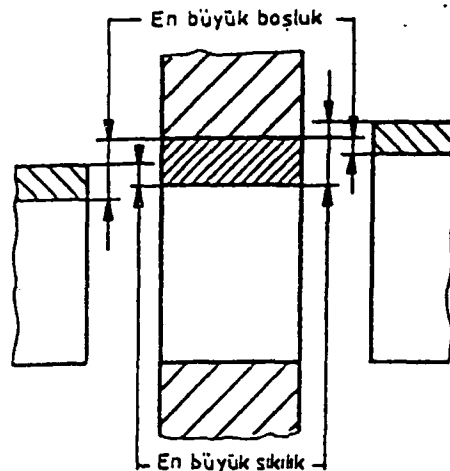
32 H7/g6

 $32 \frac{H7}{g6}$ 

Şekil 3.8 Sıkı alıştırma (ISO 286-1 ve TS 1845-1, 1996).

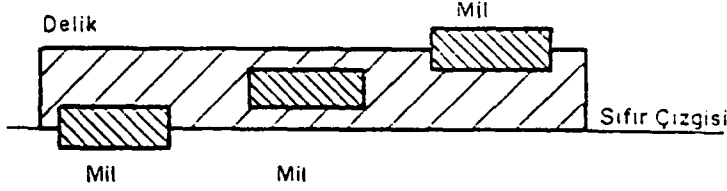


Şekil 3.9 Normal delik alıştırma sisteminde sıkı alıştırmanın şematik gösterilişi (ISO 286-1 ve TS 1845-1, 1996).



Şekil 3.10 Belirsiz alıştırma (ISO 286-1 ve TS 1845-1, 1996).

Bir alıştırma oluşturulurken belirli bir sisteme göre alıştırma sistemi oluşturulur. Bir alıştırma sistemi kullanılan mil ve deliğin sınır ölçü sistemlerine göre oluşturulur. İki çeşit alıştırma sistemi vardır.



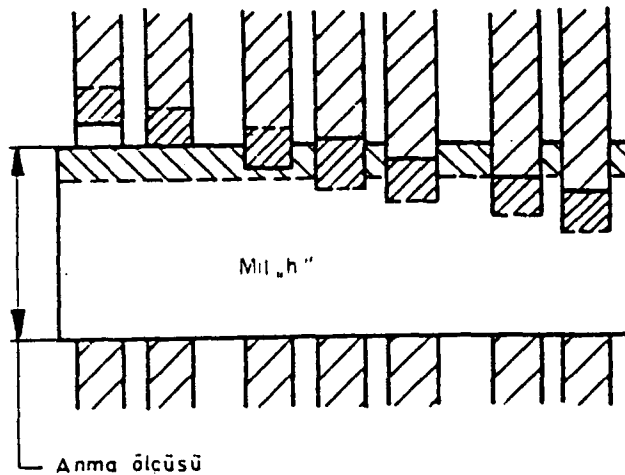
Şekil 3.11 Normal delik alıştırma sisteminde belirsiz alıştırmanın şematik gösterilişi (ISO 286-1 ve TS 1845-1, 1996).

3.3.1 Normal Mil Alıştırma Sistemi

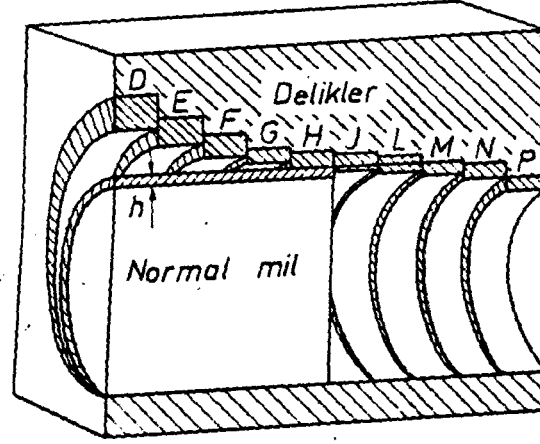
Normal mil alıştırma sisteminde milin tek bir tolerans sınıfı vardır. Milin en büyük ölçüsü anma ölçüsüne eşittir, yani milin üst sapması sıfırdır. Milin geçeceği deliğe ise değişik tolerans sınıfları uygulanarak istenen boşluk veya sıkılık değerleri elde edilir.

Normal mil sisteminde haddelenmiş düz miller kullanılır. Bunlara işçilik daha düşüktür, ancak bunların geçeceği delikleri delmek için fazla miktarda pahalı aletlerin bulundurulması gerekir. Bu normal mil sistemi, fazla hassasiyet aranmayan kitle imalatında, transmisyon millerinde, kaldırma, tekstil ve ziraat makinalarında kullanılır.

Şekil 3.12 ve Şekil 3.13'te normal mil alıştırma sistemleri gösterilmiştir.



Şekil 3.12 Normal mil alıştırma sistemi (ISO 286-1 ve TS 1845-1, 1996).

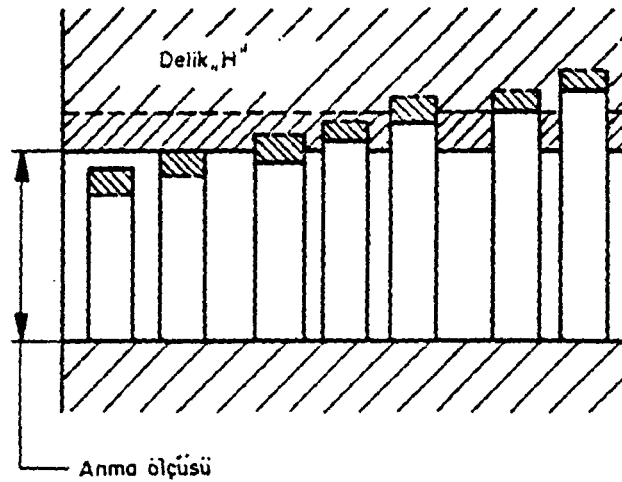


Şekil 3.13 Normal mil alıştırma sistemi (Okday, 1984).

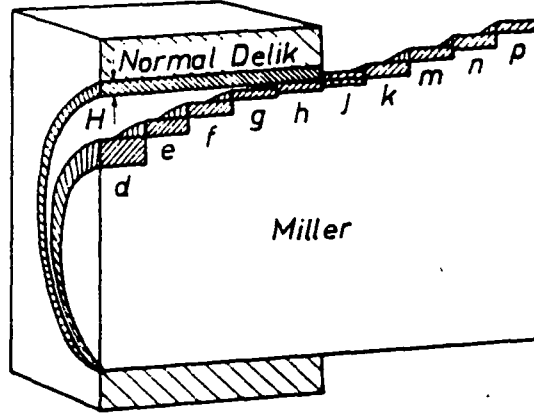
3.3.2 Normal Delik Alıştırma Sistemi

Normal delik alıştırma sisteminde ise deliğin tek bir tolerans sınıfı vardır. Deliğin en küçük ölçüsü anma ölçüsüne eşittir, yani deliğin alt sapması sıfırdır ve ölçüsü anma ölçüsü ile üst sapma arasında bulunur. Bu deliğe geçecek olan mile değişik toleranslar uygulanarak istenen boşluk ve sıkılık değerleri elde edilir (Şekil 3.14 ve 3.15).

Normal delik alıştırma sisteminde, çok pahalı olan rayba, delik mastarı gibi aletlere ihtiyaç daha azdır ve sırf bu yönden bu sistem üstün tutulur. Ayrıca taşlanarak imal edilen mil çap kademeleri de çok daha kolay imal edilebilirler. Bu alıştırma sistemi tek parça imalatında olduğu gibi, seri imalatta, takım tezgahları, demiryolu taşıtları, kuvvet makinaları imalatı gibi yerlerde üstün tutulur.



Şekil 3.14 Normal delik alıştırma sistemi (ISO 286-1 ve TS 1845-1, 1996).



Şekil 3.15 Normal delik alıştırmaya sistemi (Okday.1984).

Bu tanımlamalardan sonra şekillere bakarak tespit edeceğimiz en önemli husus normal mil için üst sapma (es) sıfır olan h sembolü ve normal delik için ise alt sapması (EI) sıfır olan H sembolünün seçilmiş olduğu görülür. Aynı şekillere bakıldığında a, b, c, d, e, f ve g toleranslı miller H toleranslı deliklerle veya A, B, C, D, E, F ve G toleranslı delikler h toleranslı millerle çalışırlarsa boşluklu alıştırmalar oluştuğu görülür. i, j, ..., x, y, ve z toleranslı miller H toleranslı deliklerle veya I, J, ..., X, Y ve Z toleranslı delikler h toleranslı millerle çalışırlarsa sıkı alıştırmalar oluşur.

3.4 Anma Ölçüsü Basamakları

Belirli olan anma ölçülerinin her birisi için esas toleranslar ve esas sapmalar Çizelge 3.1'te gösterildiği gibi basitleştirilmek amacıyla tek tek hesaplanmıştır. Bu anma ölçüsü basamakları, ana basamaklar ve ara basamaklar olmak üzere iki gruba ayrılmıştır. Ara basamaklar sadece özel hallerde esas toleransların ve miller için a'dan c'ye ve r'den zc'ye kadar, bunun gibi delikler için A'dan C'ye ve R'den ZC'ye kadar esas sapmaların hesaplanması için kullanılır.

Burada hesaplamalarda kullanılacak olan çap değeri (D) esas tolerans ve esas sapma değerleri basamak sınırlarının (D_1 ve D_2) geometrik ortalaması olarak alınır.

$$D = \sqrt{D_1 \cdot D_2} \quad (3.3)$$

Yalnız birinci anma ölçüsü basamağı için (≥ 3) geometrik ortalama birinci sınır belirtilmemiş olduğundan burada sınır 1 ve 3 ölçüleri alındığından $D = 1.732$ olarak alınır.

Çizelge 3.1 Anma ölçüsü basamakları (ISO 286-1 ve TS 1845-1, 1996).

Değerler (mm)

a) Anma ölçüleri ≤ 500 mm				b) Anma ölçüleri $> 500 \leq 3150$ mm			
Ana basamaklar		Ara basamaklar		Ana basamaklar		Ara basamaklar	
>	\leq	>	\leq	>	\leq	>	\leq
-	3	Ara basamaksız		500	630	500	560
3	6			630	800	630	710
6	10			800	1000	800	900
10	18	10	14	1000	1250	1000	1120
18	30	14	18	1250	1600	1120	1250
30	50	18	24	1600	2000	1250	1400
50	80	24	30	2000	2500	1400	1600
80	120	30	40	2500	3150	1600	1800
120	180	40	50			1800	2000
180	250	50	65			2000	2240
250	315	65	80			2240	2500
315	400	80	100			2500	2800
400	500	100	120			2800	3150
		120	140				
		140	160				
		160	180				
		180	200				
		200	225				
		225	250				
		250	280				
		280	315				
		315	355				
		355	400				
		400	450				
		450	500				

3.5 Esas Tolerans Nitelikleri Ve Esas Toleranslar

ISO toleranslarla ilgili yaptığı standartlarda; 0 dan 500 mm'ye kadar anma ölçüleri için IT01, IT0 ve IT1'den IT18'e kadar olan gösterilişle 20 esas tolerans niteliğini ve 500'den 3150 mm'ye kadar anma ölçüleri basamakları için IT1'den IT18'e kadar olan gösterilişlerle 18 esas tolerans niteliğini kapsar (buradaki hesaplamalar ISO 286-1'e göre).

Nitelik numaraları büyüdükçe toleransta büyümekte dolayısıyla kabalaşmakta ve buna göre imal edilen parçalarında kalitesi düşmektedir. Aksine numaralar düştükçe toleranslar daralmakta ve buna göre imal edilen parçalarda daha hassas olmaktadır. Ayrıca büyük çaplı parçalarda geniş tolerans aralıkları kullanıldığından IT01, IT0 500 ile 3150 mm anma ölçülü parçalar için kullanılmazlar.

IT17 ve IT18 ISO'nun son çalışmasında (1993) kabul edilmiştir ve bu son değişiklik çalışmalarında inç standart dışı tutulmuştur.

Tolerans nitelikleri için yapılan çalışmalarda 500 mm'ye kadar olan anma ölçüleri 25 nolu ISA bülteninden çıkarılmış olup esas olarak sanayideki uygulamalara dayandırılmıştır. Sistem birbirine bağlı olmayan bir matematik kuralı esas alınarak geliştirilmiştir. Bundan dolayı sistemde süreksizlikler ve 500 mm'ye kadar IT nitelikleri için farklı formüller kullanılmıştır.

>500 ≤ 3150 mm anma ölçülerinin esas toleransları için değerler deneysel amaçlı değerler olarak çıkarılmıştır. Bunların sanayi için kabul edilebilir olduğu anlaşıldığından ISO sistemi içinde yer almıştır.

Esas toleransların IT sayı değerleri standartlardan rahatlıkla temin edilebilir. O yüzden burada sayısal değerlerle ilgili tablolara pek yer vermeyeceğiz.

3.5.1 ≤500 mm Anma Ölçüleri İçin Esas Toleransların Hesaplanması

IT01, IT0 ve IT1 esas tolerans nitelikleri için Çizelge 3.2'deki formüller kullanılarak hesap yapılır. IT2, IT3 ve IT4 için herhangi bir formül verilmemiştir. Bu esas tolerans nitelikleri için değerler IT1 ve IT5 değerleri arasındaki geometrik seriye göre yaklaşık olarak tespit edilmiştir.

IT5 ve IT18 arasındaki esas tolerans niteliklerinin esas toleransları i tolerans faktörünün fonksiyonu olarak belirlenir.

μm cinsinden i tolerans faktörü aşağıdaki şekilde hesaplanır (ISO 286-1):

$$i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001D \quad (3.4)$$

buradaki D daha öncede belirttiğimiz gibi anma ölçüsü basamağının basamak sınırlarının geometrik ortalamasıdır ($D = \sqrt{D_1 \cdot D_2}$).

Çizelge 3.2 ≤500 mm anma ölçüleri için IT01, IT0 ve IT1 esas tolerans niteliklerinin formülleri (değerler μm dir) (ISO 286-1 ve TS 1845-1, 1996)

Esas tolerans nitelikleri	Hesaplamalar için formüller (D mm cinsinden anma ölçüsünün geometrik ortalamasıdır)
IT01	$0,3+0,008 D$
IT0	$0,5+0,012 D$
IT1	$0,8+0,020 D$

Esas tolerans değerleri, i tolerans değerleri ile Çizelge 3.3'e göre hesaplanır

Çizelge 3.3 $>IT1 \leq IT18$ esas tolerans niteliklerindeki esas toleranslar için formüller (ISO 286-1 ve TS 1845-1, 1996).

Anma ölçüsü	Esas tolerans niteliği																			
	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18		
$>$	\leq	Esas toleranslar için formüller (değerler μm dir)																		
-	500	-	-	-	-	7i	10i	16i	25i	40i	64i	100i	160i	250i	400i	640i	1000i	1600i	2500i	
500	3150	2i	2.7i	3.7i	5i	7i	10i	16i	25i	40i	64i	100i	160i	250i	400i	640i	1000i	1600i	2500i	

IT6'dan itibaren esas toleranslar, birbirini takip eden her 5. tolerans niteliğinin 10 faktörü ile çarpılarak bulunur. Bu kural bütün toleranslar için geçerlidir ve gerektiğinde IT18'in üzerindeki değerlerin ekstrapolasyonu için kullanılabilir. Mesela eğer IT20 kullanmak istersek bundan 5 önceki tolerans niteliği olan IT15'i kullanarak IT20'yi şöyle bulabiliriz.

$$IT20 = IT15 \cdot 10 = 640i \cdot 10 = 6400i \quad (3.5)$$

3.5.2 $>500 \leq 3150$ mm Anma Ölçüleri İçin Esas Toleransların Hesaplanması

IT1 ve IT18 esas tolerans nitelikleri için esas tolerans değerleri I tolerans faktörünün fonksiyonu olarak bulunur. μm cinsinden I tolerans faktörü şu formülle hesaplanır.

$$I = 0.004 + 2.1 \mu\text{m}$$

Esas tolerans değerleri I tolerans faktörü ile Çizelge 3.3'e göre hesaplanır.

i ve I nin formülleri birbirinden farklı olmasına rağmen geçiş basamağı için serinin sürekliliği sağlanmıştır.

3.6 Esas Sapmaların Hesaplanması

Miller için esas sapmalar Çizelge 3.4'te verilen formüllerle hesaplanır. Çizelge 3.4'teki formüllere göre esas sapma $a-h$ 'a kadar tolerans bölgesi konumundaki millerin üst sapması ve $k-zc$ 'ye kadar tolerans bölgesi konumundaki millerin alt sapması prensip olarak herbir sıfır çizgisinin en yakınında bulunan sınır sapmalarına tekabül eder.

Tam manasıyla esas sapması olmadığı için j ve js tolerans bölgesi konumları ile hariç tutulan miller esas sapma değeri seçilen tolerans niteliğinden bağımsızdır.

Delikler için sapmaları da yine Çizelge 3.4'teki formüllerle hesaplayabiliriz. Çizelge 3.4'teki formüllere göre esas sapma prensip olarak, $A-H$ 'ya kadar tolerans konumundaki deliklerin alt

sapması ve K-ZC'ye kadar tolerans bölgesi konumundaki deliklerin üst sapması, sıfır çizgisinin en yakınında bulunan sınır sapmalarına tekabül eder. Tam manasıyla esas sapması olmayan J ve JS tolerans konumlu istisnai deliklerin esas sapma değerleri seçilen tolerans niteliğinden bağımsızdır.

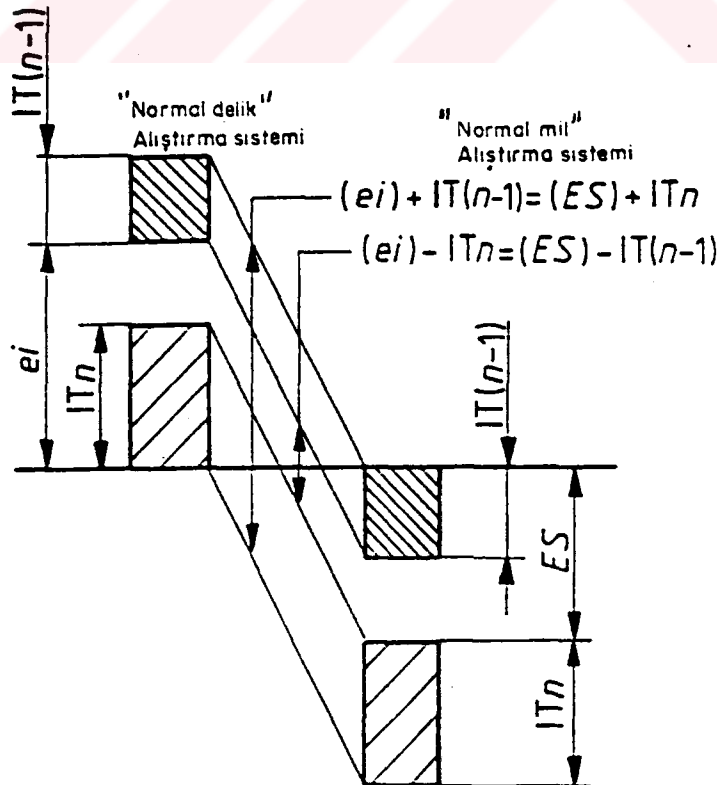
Yukarıdaki bilgilerden sonra ve Çizelge 3.4'e bakarak ta görebileceğimiz gibi aynı harfli bir milin esas sapmasına tekabül eden sınır sapması ile aynı harfli bir deliğin esas sapmasına tekabül eden sınır sapması sıfır çizgisine göre tam simetriktir, ve işaretleri (-) ve (+) olarak değişiktir.

Fakat bu kuralın geçerli olmadığı istisnai durumlarda vardır.

a) $>3 \leq 500$ mm ölçülerindeki $>IT9 \leq 16$ esas tolerans nitelikleri için N esas sapması için esas sapma sıfırdır.

b) En yakın daha ince toleranslı bir mülle (mesela H7/e6 ve P7/h6) esas toleransı tespit edilmiş bir delik bağlantısındaki $>3 \leq 500$ mm anma ölçüleri için "normal mil" veya "normal delik" sistemindeki alıştırmalar tam olarak aynı boşluk ve sıklığa sahiptir. Delikteki üst sapma (ES) ve mildeki alt sapma (ei) arasında şu bağıntı vardır (Şekil 3.16).

$$ES = ei + \Delta \quad (3.6)$$



Şekil 3.16 H7/p6 ve P7/h6 esas toleranslı millerin gösterimi (ISO 286-1 ve TS 1845-1, 1996).

Çizelge 3.4 Miller ve delikler için esas sapmalara ait formüller (ISO 286-1 ve TS 1845-1, 1996).

Anma ölçüsü (mm)		Miller			Formüller (buradaki D mm cinsinden anma ölçüsü basamağı sınır değerleri geometrik ort.	Delikler			Anma ölçüsü (mm)	
>	≤	Esas sapma	İşaret (+) veya (-)	Sembol		Sembol	İşaret (-) veya (+)	Esas sapma	.	≤
1	120	a	-	es	265 + 1,3 D	EI	+	A	1	120
120	500				3,5D				120	500
1	160	b	-	es	≈ 140 + 0,85D	EI	+	B	1	160
160	500				≈ 1,8D				160	500
0	40	c	-	es	52 D ^{0,2}	EI	+	C	0	40
40	500				95 + 0,8D				40	500
0	10	cd	-	es	C,c ve D,d değerlerinin geometrik ortalaması	EI	-	CD	0	10
0	3150	d	-	es	16D ^{0,44}	EI	-	D	0	3150
0	3150	e	-	es	11D ^{0,41}	EI	+	E	0	3150
0	10	ef	-	es	E,e ve F,f değerlerinin geometrik ortalaması	EI	-	EF	0	10
0	3150	f	-	es	5,5D ^{0,41}	EI	-	F	0	3150
0	10	fg	-	es	F,f ve G,g değerlerinin geometrik ortalaması	EI	-	FG	0	10
0	3150	g	-	es	2,5D ^{0,44}	EI	-	G	0	3150
0	3150	h	İşaretsiz	es	Sapma = 0	EI	İşaretsiz	H	0	3150
0	500	js			Formülsüz			J	0	500
0	3150	js	-	es	0,5 ITn	EI	-	JS	0	3150
				ei						
0	500	k	+	ei	0,6 ³ √D	ES	-	K	0	500
500	3150		İşaretsiz				Sapma = 0		İşaretsiz	
0	500	m	+	ei	IT7 - IT6	ES	-	M	0	500
500	3150									0,024D + 12,6
0	500	n	+	ei	5D ^{0,44}	ES	-	N	0	500
500	3150									0,04D + 21
0	500	p	+	ei	IT7 + 0 - 5	ES	-	P	0	500
500	3150									0,072D + 37,8
0	3150	r	+	ei	P,p ve S,s değerlerinin geometrik ortalaması	ES	-	R	0	3150
0	50	s	+	ei	IT8 + 1 bis 4	ES	-	S	0	50
50	3150									IT7 + 0,4D
24	3150	t	-	ei	IT7 + 0,63D	ES	-	T	24	3150
0	3150	u	+	ei	IT7 + D	ES	-	U	0	3150
14	500	v	+	ei	IT7 + 1,25D	ES	-	V	14	500
0	500	x	+	ei	IT7 + 1,6D	ES	-	X	0	500
18	500	y	+	ei	IT7 + 2D	ES	-	Y	18	500
0	500	z	+	ei	IT7 + 2,5D	ES	-	Z	0	500
0	500	za	-	ei	IT8 + 3,15D	ES	-	ZA	0	500
0	500	zb	-	ei	IT9 + 4D	ES	-	ZB	0	500
0	500	zc	-	ei	IT10 + 5D	ES	-	ZC	0	500

Buradaki Δ , tespit edilen esas tolerans ile en yakın ve daha ince tolerans anma ölçüsü basamağındaki esas tolerans arasındaki farktır.

$$\Delta = IT_n - IT_{(n-1)} \quad (3.7)$$

Her anma ölçüsü basamağı için Çizelge 3.4'e göre formüllerle elde edilen değerler Çizelge 3.5'te verilen kurallara göre yuvarlatılır.

Çizelge 3.5 Esas sapmaların yuvarlatılması (ISO 286-1 ve TS 1845-1, 1996).

Çizelge 3.4 deki formüllere göre hesaplanan değerler μm		Anma ölçüsü			
		$\leq 500 \text{ mm}$		$> 500 \text{ mm} \leq 3150 \text{ mm}$	
		Esas sapmalar			
		a - g	k - zc	d - u	
		A - G	K - ZC	D - U	
		Yuvarlatılanlar (Değerler μm)			
>	\leq				
5	45	1	1	1	
45	60	2	1	1	
60	100	5	1	2	
100	200	5	2	5	
200	300	10	2	10	
300	500	10	5	10	
500	560	10	5	20	
560	600	20	5	20	
600	800	20	10	20	
800	1000	20	20	20	
1000	2000	50	50	50	
2000	5000		100	100	
...	
20 - 10 n	50 - 10 n			1 - 10 n	
50 - 10 n	100 - 10 n			2 - 10 n	
100 - 10 n	200 - 10 n			5 - 10 n	

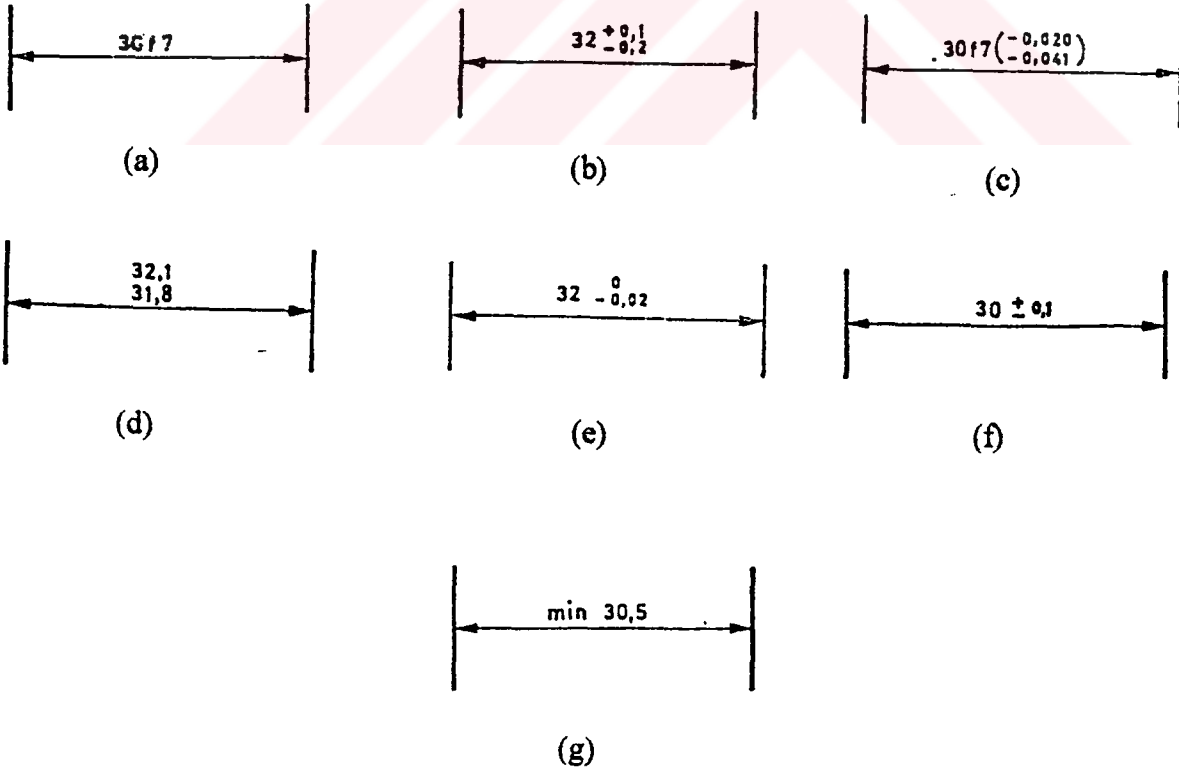
3.7 Referans Sıcaklığı

ISO sistemi toleranslar ve alıştırmalar için referans sıcaklığı olarak kabul ettiği sıcaklık olarak 20°C 'dir. Bu referans sıcaklığının etkisinin önemli olmasından dolayı ISO sisteminin ilk standardı olarak kabul edilmiştir (ISO 1). Anlatılmış olan alıştırmalar 20°C sıcaklığında, veya buna yakın sıcaklıkta çalışırlarsa istenen sonucu verirler. Ancak işletme sırasında büyük sıcaklıklarla karşılaşırlarsa sıkışmalar meydana gelebilir. Referans sıcaklığı etkisi genleşme katsayısı yüksek alüminyum ve bakır alaşımlarında (örneğin yatak zarfları ve çark göbeklerinde) büyük ölçüde hissedilir ve önem kazanır. Bu nedenle yüksek sıcaklıkta

çalışacak alıştırmalarda, meydana gelebilecek genişmeler imalat sırasında hesaba katılmalı ve parçalar o şekilde boyutlandırılmalıdır.

3.8 Tolerans Boyutlarının Resimlerde Gösterilmesi

ISO Recommendation R 406 ve bunun Türkçe'si olan TS 450 toleranslı boyutların sembollerle yapıldığını (Şekil 3.17(a)) ancak bunların rakamlarla da belirtilebileceğini (Şekil 3.17 (b)) söylerler. Gerekirse sembolün yanına, parantez içinde buna karşı gelen rakamlarda yazılabilir (Şekil 3.17(c)). Şekillerden de görüleceği gibi sapmaların üst değerleri üste sapmaların alt değerleri de alta yazılır. Resimler miller için verilmiş olup delikler de büyük harfler yazılarak aynı şekilde belirtilir. Şekillerde toleranslardan önce yazılan 30 sayısı milin esas ölçüsüdür yani anma çapı dediğimiz ölçüdür. Fazla kullanılmamakla birlikte toleranslar yalnız ölçü sınırları verilerek te gösterilebilir (Şekil 3.17(d)). Sapmaların bir tanesi sıfır ise, bu sapma 0 rakamı yazılarak durum belirtilir (Şekil 3.17(e)). Toleransların mutlak değerleri eşitse \pm işaretinden sonra tek bir rakamla belirtmeleri yeterlidir (Şekil 3.17(f)).

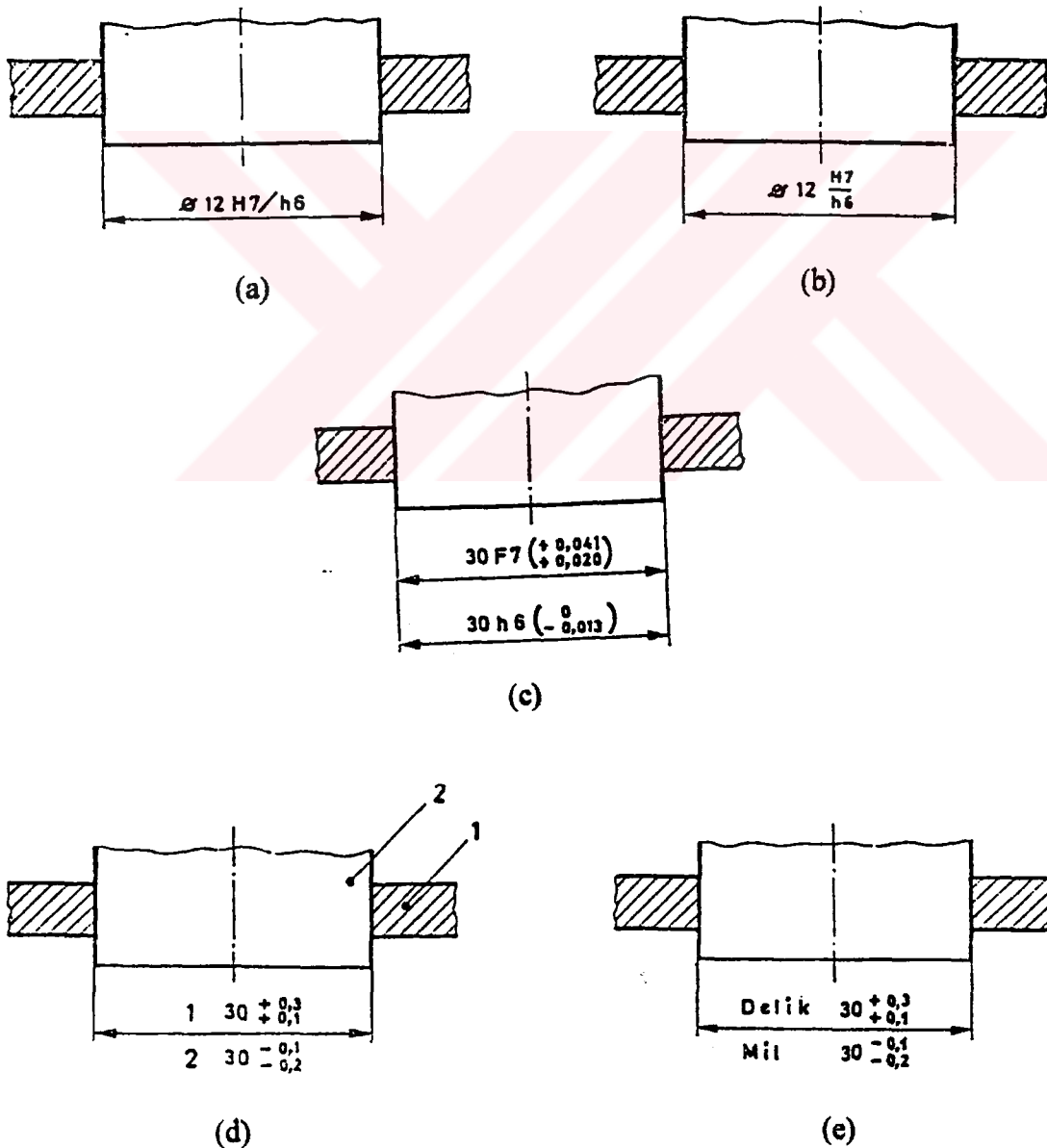


Şekil 3.17 Toleransların resimlerde gösterilme şekilleri (TS 450, 1976).

Boyutlar yalnız bir yönden sınırlanmışsa, bu sınırı rakamla yazarak ve önüne (min) veya (max) işareti koyarak gösterebiliriz (Şekil 3.17(g)).

İmalathanelerde ölçü mastarları kullanılıyorsa, boyutların Şekil 3.17(a)'daki gibi yalnız sembollerle gösterilmesi yeterlidir, aksi halde Şekil 3.17(b) ve 3.17(c)'deki gibi rakamlarla belirtilmelidir.

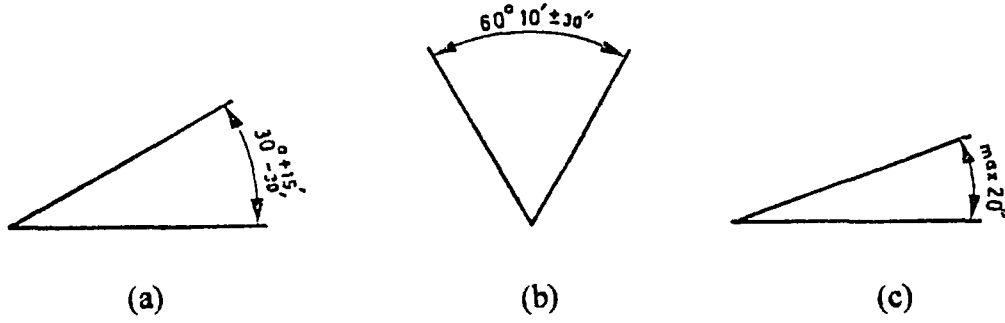
Alıştırmalarda sembollerle (Şekil 3.18(a) ve (b)) veya sembollerin yanına rakamlarla yazılarak (Şekil 3.18(c)) gösterilebilir. Alıştırmalarda deliğin boyutu milin boyutunun üst tarafına yazılır.



Şekil 3.18 Alıştırma toleranslarının resimlerde belirtilmesi (TS 450, 1976).

Alıştırmalar bazen yalnız rakamlarla gösterilir (Şekil 3.18(d) ve (e)) ancak bu halde delik ve mil yazılarak belirtilmeli (Şekil 3.18 (d)) veya bunlara referans numaraları verilmelidir (Şekil 3.18(e)) .

Çizgisel boyutlara ait toleransların belirtilmesi için verilen kurallar açısal boyutlar içinde aynen uygulanabilir (Şekil 3.19(a), (b) ve (c)).



Şekil 3.19 Açısal boyutlara ait toleransların gösterilmesi (TS 450, 1976).

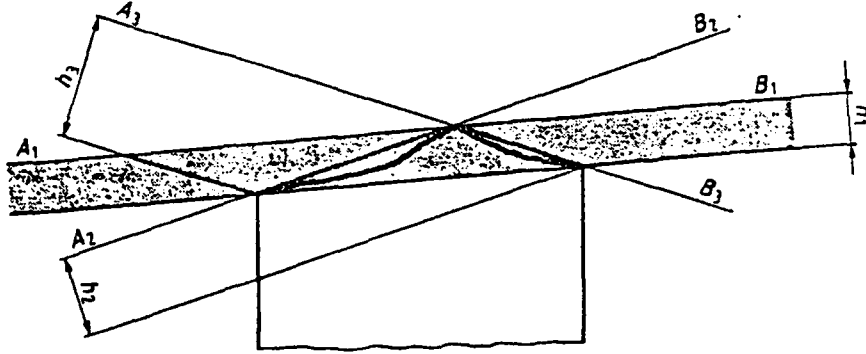
3.9 Şekil Ve Konum Toleransları

Parçalar imalat sırasında istenmeyen nedenler yüzünden kendi ideal geometrik şeklinden sapmalar gösterir. Bu parça geometrik şekillerinin değişimleri belirli sınırlar içerisinde olmalıdır. İşte bu sınırlara şekil toleransları denir.

Konum toleransları ise iki veya daha fazla parçanın birbirlerine göre olan konumlarını sınırlar. Konum toleransları doğrultu, yer ve yön toleranslarından oluşur. Konum toleransı için bir veya daha fazla referans elemanı tespit edilir. Tabi ki burada seçilen referans elemanında uygun şekil tamlığında olmalıdır. Buda gerektiğinde referans elemanı için şekil toleransının tespit edilmesini gerektirir. Değişik ölçülendirme türlerine ve tolerans niteliklerine göre değişik tolerans bölgeleri vardır. Bir tolerans bölgesi bir daire yüzey, eşmerkezli iki daire arasındaki yüzey, eşit aralıklı iki çizgi veya paralel iki doğru arasındaki yüzey, bir silindir içindeki boşluk, iki eşit aralıklı yüzey veya paralel iki düzlem arasındaki boşluk, bir dikdörtgen prizma içerisindeki boşluk şeklinde olabilir.

Bir tek elamanın doğrusalığı veya düzlemselliği, onun yüzeyindeki noktaların, ona temas

eden ideal geometrik şekildeki bir çizgi veya yüzeye olan uzaklıkları, önceden verilen toleransa eşit veya küçük olduğunda tam kabul edilir. Çizgi veya yüzeyin doğrultusu, ilgili elemanın gerçek doğrultusu ile kendisi arasındaki en büyük aralığın, en küçük olduğu durumda geçerli olmak zorundadır. Bunu Şekil 3.20 üzerinde incelersek;



Şekil 3.20 Düzlemsellik olma durumu (ISO 1101 ve TS 1304, 1995).

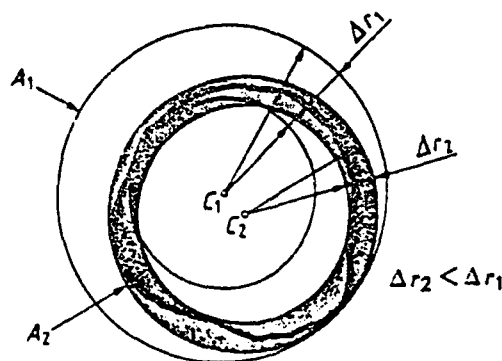
Çizgi veya yüzeyin muhtemel doğrultuları: A_1-B_1 A_2-B_2 A_3-B_3 ,

İlgili uzaklıklar: h_1 h_2 h_3

Şekil 3.20'deki durum $h_1 < h_2 < h_3$

İşte anlattığımız bu sebeplerden ötürü çizgi veya yüzeyin gerçek doğrultusu A_1-B_1 dir. h_1 aralığı belirtilen toleranstan daha küçük veya eşit olmak zorundadır.

Dairelik ve silindiriklik ise radyal uzaklığı en küçük olacak şekilde seçilen her iki eş merkezli daire veya eş eksenli silindirin durumudur. Bu durum Şekil 3.21'de gösterilmiştir



Şekil 3.21 Dairelik ve silindiriklik durumları (ISO 1101 ve TS 1304, 1995).

Her iki eş merkezli dairenin merkezi veya her iki ortak eksenli silindirin eksenlerinin muhtemel konumu ve en az uzaklıkları:

A_1 'in merkezi C_1 iki eş merkezli dairenin veya iki ortak eksenli silindirin yerini belirtir.

A_2 'nin merkezi C_2 , iki eş merkezli dairenin veya iki ortak eksenli silindirin en küçük radyal uzaklığını tespit eder.

İlgili radyal uzaklıklar: Δr_1 Δr_2

Şekil 3.21'deki durum: $\Delta r_2 < \Delta r_1$

Çizelge 3.6 Toleranslı nitelikler için semboller (ISO 1101 ve TS 1304, 1995).

Eleman ve Tolerans Türleri		Toleranslı Nitelik	Sembol
Münferit Elemanlar	Şekil Toleransları	Doğruluk	—
		Düzlemselik	□
		Dairelik	○
		Silindirik	∅
Münferit ve Örtülü Elemanlar		Herhangi bir çizginin şekli	⌒
		Herhangi bir yüzeyin şekli	⌒
Örtülü	Doğrultu Toleransları	Paralellik	//
		Diklik	⊥
		Eğiklik	∠
Elemanlar	Yer Toleransları	Bir eksenin konumu	⊕
		Eş merkezlilik ve eş eksenlilik	⊙
		Simetriklik	≡
	Hareket (Dönme) Toleransları	Salgı (Yalpalama)	↗
		Toplam Salgı (Yalpalama)	↗↗

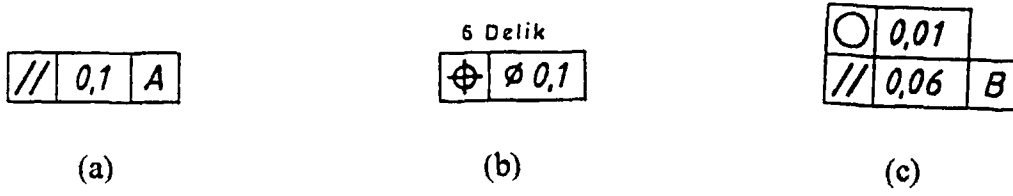
Bunun için her iki eş merkezli daire veya her iki eş eksenli silindirin doğru gösterimi A_2 ile belirtilir. Δr_2 radyal uzaklığı, belirtilen toleransa eşit veya daha küçük olmak zorundadır.

Şekil ve konum toleransları için tolerans niteliklerine ait semboller Çizelge 3.6'da verilmiştir.

Çizelge 3.7 Ek semboller (ISO 1101 ve TS 1304, 1995).

Tarif		Sembol
Toleranslı elemanın belirtilmesi	Doğrudan doğruya	
	Harfle	
Referansın Belirtilmesi	Doğrudan doğruya	
	Harfle	
Referans Yeri		
Teorik Tamlıktaki Ölçü		
İzdüşürülmüş (önüne yayılmış-uzatılmış-) Tolerans Bölgesi		
En Çok Malzeme Şartı		

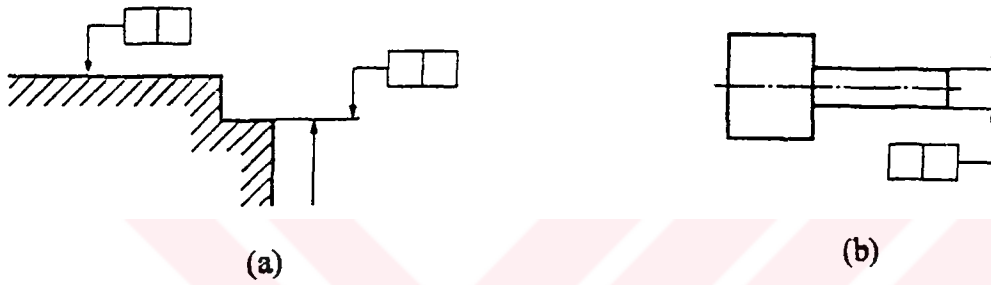
Toleranslar iki veya daha çok kutucuklara ayrılmış bir dikdörtgen çerçeve içinde verilmelidir. Bu kutucuklara yerleştirilmesi gereken bilgiler şu şekilde belirtilir: birinci kutucuğa toleranslı nitelik için sembol koyulur. İkinci kutucuğa uzunluk ölçülerinde olduğu gibi aynı birimdeki tolerans değeri yazılır. Eğer tolerans bölgesi daire veya silindir şeklinde olursa bu uzunluğun önüne \emptyset sembolü konulmalıdır. Eğer gereklyse üçüncü kutucuğa referans veya referanslar doğrudan doğruya veya harflerle gösterilir (Şekil 3.22(a)). Toleransların belirtilmesinde kelimeler kullanılırsa bunlar tolerans çerçevesinin üstüne yazılır (Şekil 3.22(b)). Bir eleman için birden fazla tolerans değeri belirtilmek istendiğinde tolerans çerçeveleri birbiri üstüne oturtularak birleştirilir (Şekil 3.22(c)).



Şekil 3.22 Tolerans çerçeveleri (ISO 1101 ve TS 1304, 1995).

Bu tolerans çerçeveleri toleranslı elemana ucunda ok olan bir kılavuz çizgisiyle bağlanır.

(Şekil 3.23(a) ve (c))

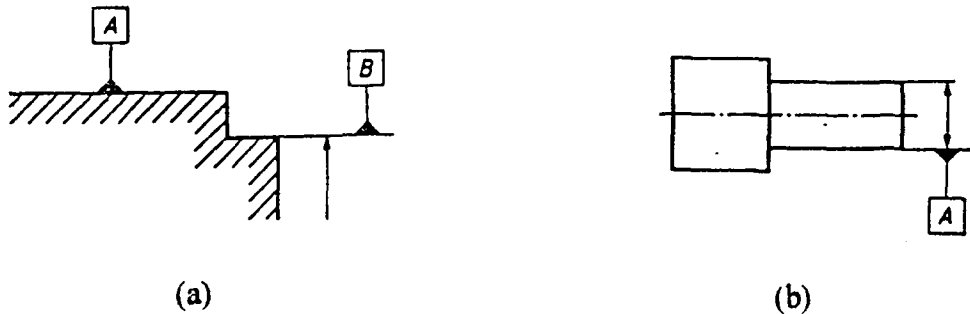


Şekil 3.23 Tolerans çerçevelerinin toleranslı elemana bağlanması (ISO 1101 ve TS 1304, 1995).

Referansın gösterilmesi için bir içi dolu veya boş referans üçgeniyle gösterilir (Şekil 3.24(a) ve (b)). Referans harfli referans üçgeninin parça yüzeyi üzerine yerleştirilmesi ise Şekil 3.25(a) ve (b)'de gösterilmiştir.



Şekil 3.24 Referans elemanın gösterilmesi (ISO 1101 ve TS 1304, 1995).



Şekil 3.25 Referans elemanın yüzeye yerleştirilmesi (ISO 1101 ve TS 1304, 1995).

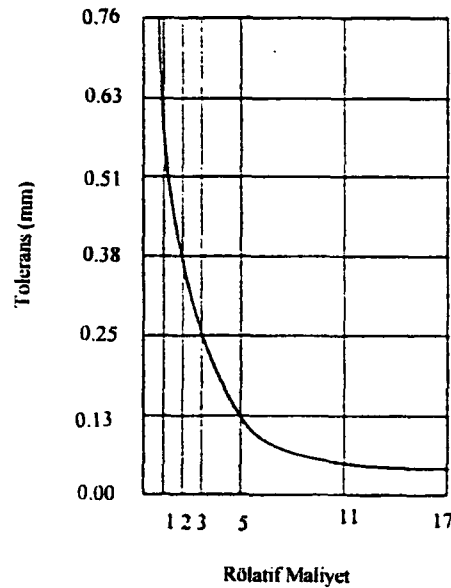
4. TOLERANS SEÇİMİ İÇİN ESASLAR

Herhangi bir parça için gerekli hassasiyete karar vermeden ve uygunluk ve toleransı belirtmeden önce kullanılan imalat yolları ve mekanizma hakkında bilgi ve tecrübe sahibi olmak gerekir. Herhangi özel bir uygulamada uygunluk miktarını seçmek için genleşme, yatak yükü, hız yağlama, ısı, nem miktarı ve malzeme gibi birçok faktörü göz önünde tutmak gerekir.

Konstrüktör parçaları boyutlandırırken çeşitli fonksiyonlara göre ve yapacakları farklı işlemlere göre ayrı ayrı ölçülendirir. Bir mil bir delikte boşluklu geçme yaparken başka bir deliğe sıkıca oturabilir. Onun için makina sanayiinde iki parçanın alıştırılması çok sayıda küçük işler için düşünülebilir. Normal seri imalatta alıştırma değil toleranslar önemlidir. DIN normları yalnız bu noktada ihtiyaca cevap veremediği için ISO normları konulmuştur (Bengisu, 1978). ISO normları parçaların tek tek (boşluğunu düşünmeden) hangi aralıklarda işleneceğini belirtir.

Toleranslar mümkün olduğu kadar kaba, ancak gerektiği kadar dar seçilmelidir. Tolerans ne kadar ufak, yani dar bir bölge içerisinde olursa ıskarta parçalar o nispetle fazla çıkacaktır. Ayrıca sık sık ölçü kontrolleri gerekir ve buda imalatı pahalılaştırır.

Tolerans bölgesini kaba seçmekle imalat kısılır ve maliyet düşer. Gereksiz yere verilen dar toleranslarda parça maliyeti boş yere yükselecektir. Bu durum Şekil 4.1'de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 İmalat fiyatı ile tolerans arasındaki ilişki (Drozda, 1983).

Bazı durumlarda ise tam performansı garanti edecek uygunluk şartlarını tayin etmek için

pratik tecrübe gerekli olur. Bazen de istenilen performansı sağlamak güç olabilir, bu gibi durumlarda kritik toleranslar ancak tecrübe modelleri yapıp bunları test etmekle elde edilebilir.

Tasarım esnasında bir makinada veya herhangi bir mekanizmada kullanacağımız montajı meydana getirecek parçaların bazıları standart parçalar olabilir. Mesela rulmanlar standart parçalardır ve bunların hangi boyutta olacağı, geçeceği yuva ve bunların toleransları bellidir. Standart olan parça nerde üretilirse üretilsin aynı ölçü ve toleransları kullanırız. Ayrıca çeşitli tipteki alıştırmaya ve geçmeler içinde sahip olduğu fonksiyon, malzeme çeşidi ve istenen hassasiyetlik derecesine göre tecrübelerle elde edilmiş elde edilmiş tolerans değerleri ISO standartlarında tavsiye edilmiştir.

Fakat montajda standart olmayan ve mekanizmanın fonksiyonu ve yapısına göre konstrüktör tarafından o mekanizma yapısına has olarak tasarlanan parçalarda boyut ve toleranslar daha değişik kriterlere ve fonksiyonlara göre belirlenir. Bu yüzden ister seri üretim ister az sayıda ve özel sipariş üstüne üretim yapan firmalarda olsun maliyet ve kalite en önemli iki üretim politikasıdır. Az sayıda ve sipariş üstüne üretim yapan firmada üretilecek ve teklifi alınan parçada fonksiyon ve maliyetle ilgili bilgiler genelde belli olduğundan bunu sağlayacak en uygun dizaynı yapıp yine istenen değerlere göre toleransları belirleriz.

Fakat seri üretim yapan bir firmada ise hitap etmek istediği pazarın taleplerini çok iyi araştırmalı ve anlamalı ve bu pazarın ortak taleplerine göre en uygun dizaynı yapıp pazara arz etmelidir. Mesela BMW araba firmasının hitap ettiği pazarla FIAT ın hitap ettiği Pazar farklıdır. Çünkü BMW daha kaliteli ve pahalı, FIAT ise BMW den daha düşük kalite de ama daha az maliyette arabayı pazara sunmaktadır. Tolerans olarak karşılaştırma yaparsak BMW arabalarının şanzımanındaki dişlileri 4. kalitede işlemekteyken FIAT ise 7. kalitede dişli üretimi yapmaktadır. Bu dişlilerin fonksiyonlarında hiçbir farklılık yoktur; modülleri olsun boyutları olsun hep aynıdır. Ama BMW 4. kalite ile biraz daha hassas dişli sistemi üretirken daha özel proses yöntem ve uygulamaları yapmakta ve maliyeti artırmakta, FIAT ise daha düşük seviyede 7. kalitede işlemekte ve proses uygulamalarının basitliğinden daha ucuz maliyetle üretim sunmaktadır. Bu tamamen hitap edilen pazarın ekonomik ve kalite dinamiklerine göre firmaların belirlediği stratejilerdir.

ISO normları değişik parça ölçülerine göre çeşitli kalite derecelerinin tolerans aralıklarını belirlemiştir. Konstrüktör ise üretimi yapılacak parça için dizayn aşamasında belirlediği stratejiler ile tasarımını yapar ve bu tasarıma uygun kalite niteliklerini standartlardan seçebilir.

5. TOLERANS KONTROLÜ

Dizayn aşamasında tasarlanan parçanın standartlara ve çeşitli fonksiyonlara göre belirlenen toleransların parçanın üretiminden sonra elde edilebilmesi istenen bir sonuçtur. Ama her ne kadar gelişmiş teknolojilere, makina ve teçhizata ayrıca kalifiye elemanlara sahip olunsa da istenen tolerans değerleri çok hassassa bu değerleri elde etmek mümkün olmayabilir. Bu dar toleranslar elde edilse de çok büyük mali külfete neden olacaktır.

Bu yüzden tolerans belirleme konusunda çok titiz davranmalıyız. Dizayn aşaması ve metot çalışmaları sırasında iyi bir şekilde tespit edilemeyen toleranslar üretim sırasında fark edilecek ve bunun düzeltilmesi daha çok çalışmayı gerektirecek, üretimi aksatacak ve zaman ve maliyet kaybına yol açacaktır. Bunlara sebep olmamak için dizayn ve metot çalışmaları sırasında özellikle dizayn aşamasında üretilen parçanın fonksiyon ve isteklerine göre optimum toleransların belirlenmesi gerekir.

Dizayn aşamasında belirlenen ilk tolerans değerleri her zaman iyi sonuç vermeyebilir, bu ilk değerlerin kontrolü çok iyi yapılmalı ve uygun olmayan değerler düzeltilmelidir. Gereğinden geniş tutulan tolerans bölgeleri darlaştırılarak fonksiyona uygun çalışması, haddinden fazla dar tutulan tolerans aralıklarını genişleterek hem zaman hem maliyet kazancını sağlarız. Belki bu bize parçanın üretim proseslerini bile azaltmamızı sağlayabilir.

Tolerans analizi hakkında daha önce pek çok çalışma yapılmış ve değişik yöntem ve çözümler ortaya çıkarılmıştır. Bu yöntemler olaya bakış açısı olsun, baz aldıkları kriterler olsun, dizayn veya metot aşamasında olsun hepsinin ortak olarak hedefledikleri nokta, parçanın istenen fonksiyon ve performanslarından uzaklaşmadan kaliteyi artırmanın yanında maliyetini de azaltmaktır.

Bu çalışmalar metodik, analitik ağırlıklı olmak üzere istatistiksel olarak ve çeşitli simülasyon yöntemlerini de içeren tolerans analiz yöntemlerini kapsar. Burada şunu belirtmekte fayda vardır: değişik parçalar ve fonksiyonlar ve üretim yöntemleri için her yöntem uygunluk sağlamayabilir, bu yüzden bütün üretim safhasına geçmeden dizayn fazının başından itibaren bütün yöntemler bir arada düşünerek hepsini gözönünde tutarak uygun yöntemler ile değerlendirmeye gitmek gerekir. Tolerans kontrolünde uygulanan yöntemler manuel olarak uygulanacağı gibi nonlineer programlama yöntemleri yardımıyla da bilgisayar programına dönüştürülüp bilgisayar destekli bir kontrol ile daha hızlı bir çözüm sağlanabilir.

Üretimi sonrasında ortaya çıkacak olan ürün eğer çok kapsamlı komplike bir yapıya sahipse bu ürünün tasarım ve üretim birimlerinin hepsinin birarada çalışmasında fayda vardır. Bu tarz

çalışma günümüzde uygulanmakta ve bu çalışma yöntemine eşzamanlı (simultaneous) çalışma denmektedir. Bu eşzamanlı çalışmada makinanın dizaynından, makinanın her türlü parçasının üretiminden ve diğer ilgili işlerden sorumlu insanların oluşturduğu kısımlar bir arada çalışır. Mesela FIAT'ın Palio markasının İtalya'da dizaynından İtal Design sorumludur. Fakat eşzamanlı çalışma kapsamında FIAT ortak bir platform oluşturmuş ve bu dizayn firması, far, motor, kaporta üretim vb. kısımlarından oluşan bütün üretimden sorumlu kısımlar bu ortak platformda beraber çalışmaktadırlar. Dizaynı yapan firma araba ile ilgili resmi çizer, bu resim içerisinde araba ile her türlü parçanın dizaynı belirtilir. Fakat diğer kısımlar kendilerine göre değişiklik yapılmasını isteyebilir. Mesela far üreticisi dizayndaki far yerinin üreteceği fara uygun olmadığını söyleyebilir. Ve tekrar yeniden bir dizayn yapılır. Ve burada verilen boyutları ve toleransları üretim ve metotçular beraber düşünürler. Verilen ölçülerin ve toleransların hangi maliyette üretileceği, hangi proseslerden geçmesi gerektiği ve bunların üretilip üretilmeyeceğini araştırır. Bu araştırmada aşağıda anlatacağımız tolerans analiz yöntemlerinin büyük faydası olacaktır. Bu yöntemler ile araba imal edilmeye başlanmadan önce boyutların istenen toleranslara göre hangi proseslerle imal edilmesi gerektiği, parçaların toleranslarının elde bulunan makina ve teçhizatla elde edilip edilemeyeceği maliyetinin ne olacağı hesaplanır. Üretimi elde edilemeyecek toleranslar, maliyeti çok fazla tutan toleranslar varsa belirlenir. Bu yüzden tolerans kontrolü çok önemlidir. Seri üretimde hangi parçanın toleransının doğru işleneceği ve bu toleransın üretimin toplam parçaların hangi oranda düzgün elde edilebileceğinin tespiti ve düzeltilmesi, bunların bağlantılı olarak çalıştığı diğer parçaların üzerinde de fonksiyona uygun çalışmasını sağlayacağından üretimin aksamasına engel olacak, malzeme israfına engel olacak en önemlisi maliyet ve kaliteyi iyileştirecektir.

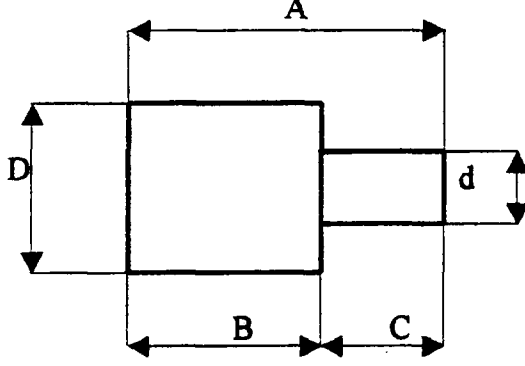
Bu kısımda değişik tolerans analiz yöntemleri çalışmaları ve uygulamalarını anlatmakta ve bunları irdeleyip gerek dizayn aşamasında konstrüktörlere gerekse proses planlama aşamasında metotçulara toleransları belirlerken ve kontrol çalışmalarında yararlanacakları bir kısım yöntemler sunulacaktır.

Tolerans analiz yöntemlerine geçmeden önce ilk tolerans değerleri verilirken dikkat edilmesi gereken ve analiz yöntemlerinde yardımcı olacak boyut analizi konusunu işleyelim.

5.1 Boyut Analizi

Boyut analizindeki amaç parça üzerindeki boyut ve toleranslar ile bu boyut ve toleransların en sonuncusu yani son bağıntı kısmının boyut ve toleransının fonksiyonuna uygun bir şekilde elde edilmesini sağlamaktır. Fonksiyonumuza uygun boyutları elde edebilmek için son

bağıntının seçimi çok önemlidir. Şekil 5.1'i inceleyerek burada C boyutunu son bağıntı kabul edersek bunu elde etmek için d çapındaki yuvarlak çubuk A ölçüsünde kesilir ve B ölçüsüne gelinceye kadar d çapında torna edilir ve böylelikle de C boyutu son bağıntı olarak elde edilir. A ölçüsü son bağıntı seçilseydi hem işlem sayısı artacak hemde az da olsa mil malzemesinden bir parça ziyan olacaktı.



Şekil 5.1 Son boyutun belirtilmesi

Boyut analizinde artan ve eksilen bağıntıları iyi seçersek doğru sonuca ulaşabiliriz. Şekil 5.1'e göre A maksimum değerini aldığı anda son bağıntının büyümesine neden olduğundan artan, B ise kendi büyürken son bağıntının küçülmesine neden olduğundan eksilen bir bağıntıdır. Şekil 5.1'e bakarsak burada $A = B + C$ dir. Fakat son bağıntıyı gözönüne alıp denklem kurarsak $C = A - B$ olur. Burada B eksilen bağıntı olduğu için (-) değerini almıştır. Formülü genelleştirirsek:

$$\Sigma C = \Sigma A - \Sigma B \quad (5.1)$$

bu formülde A lar artan B ler ise eksilen bağıntılardır. Şekil 5.2'ye bakarsak şu formülleri yazabiliriz:

$$C_{maks} = A_{maks} - B_{min} \quad (5.2)$$

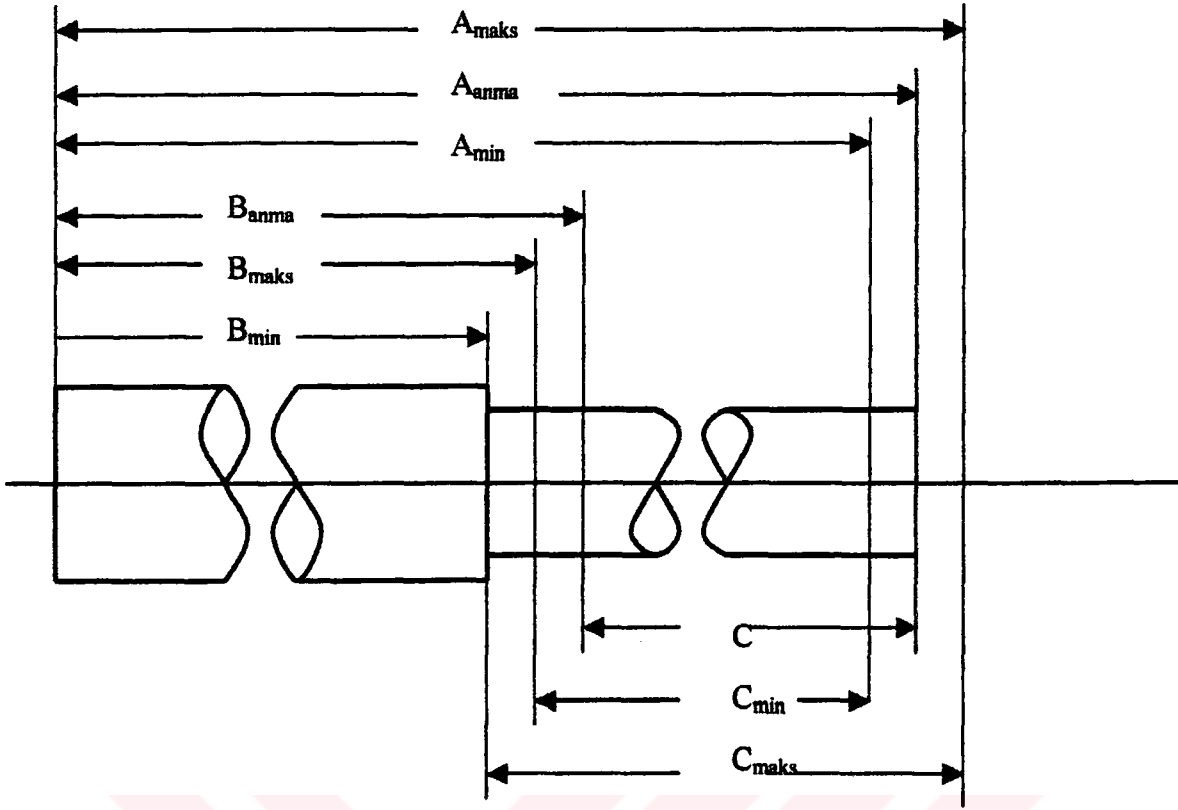
$$C_{min} = A_{min} - B_{maks} \quad (5.3)$$

Bu iki denklemi birbirinden çıkarırsak:

$$C_{maks} - C_{min} = (A_{min} - A_{min}) + (B_{maks} - B_{min}) \quad (5.4)$$

olduğu saptanır. Ve sınır değerler arasındaki farklar toleranslara eşit olduğundan (5.4) eşitliği şu şekilde yazılır:

$$T_C = T_A + T_B \quad (5.5)$$



Şekil 5.2 Boyutların tolerans limitleriyle değişimi

Bir ölçü zincirinde n tane bağıntı oluştuğunu düşünelim, son bağıntının toleransı (T_C) şu şekilde yazılabilir:

$$T_C = \sum_{i=1}^n T_i \quad (5.6)$$

En son denklem 5.6'dan anlaşılacağı üzere son bağıntının toleransı diğer bütün toleransların toplamına eşit olur. Burada dikkat etmemiz gereken iki husus ortaya çıkar.

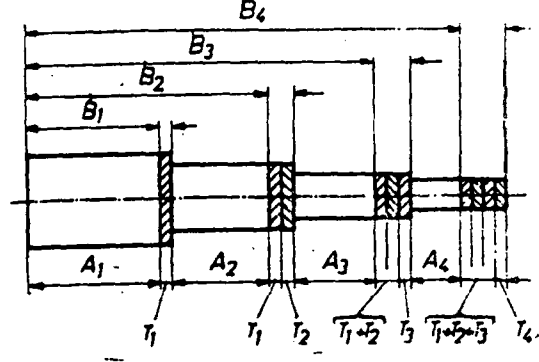
Birincisi, son bağıntı olarak en az hassasiyet istenen bağıntı seçilir ve diğer bütün bağıntıların toleransları toplanarak buna bağlanır. Son bağıntıda işlemlerin sonuncusu olduğundan diğer kısımların işlenmesinde meydana gelen hataların toplamı bu son ölçüde belirir.

İkincisi ise, bir makina elemanın projesi çizilirken, ölçü bağıntı sayısını düşük tutmaya çalışmalıyız; çünkü fazla sayıdaki bağıntıların toleransları birikir ve bunların toplamı son bağıntıya yüklenemeyecek kadar büyük olabilir.

Eğer parçaların konum toleransları saptanmış ise bu parçalar için ölçülendirme zincirleme veya koordinatlar yardımı ile yapılır. Şekil 5.3'te faturalı mil için zincirleme boyutlandırma yapılmıştır. Burada ölçü zincirinin son ölçüsü B_4 olup bunun toleransı tüm bağıntıların

toleranslarının artıp eksilmelerine bağlıdır ($T_{B4} = T_{A1} + T_{A2} + T_{A3} + T_{A4}$).

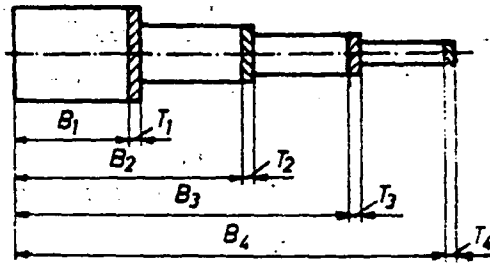
Buradan anlaşılacağı gibi son ölçünün toleransı önceden kestirilemez ve bu nedenle son bağıntı için belirli bir tolerans verilmişse zincirleme boyutlandırma yapılmamalıdır.



Şekil 5.3 Zincirleme boyutlandırmada toleranslar (Okday, 1984).

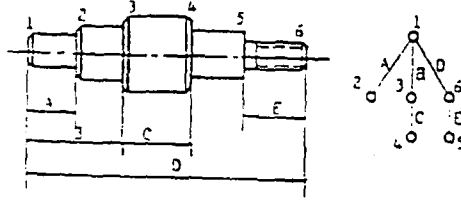
Şekil 5.4'te aynı faturalı mil koordinat sistemi ile bir referansa göre boyutlandırılmıştır. Burada her boyutun toleransı kendini etkilemekte ve son bağıntının toleransı yani B_4 boyutu sadece kendi toleransı olan T_{B4} tarafından etkilenmektedir.

Koordinat sisteminde parçanın bir noktası veya işlem yapılacak tezgah sisteminde bir nokta veya dışarıdan alınan bir referans elemanı kullanılarak boyutlandırma yapılabilir. Mesela TOFAŞ'ta bazı parçalarda bazı ölçüleri için yan Marpos referans elemanı kullanılarak referans alınmaktadır ve dolayısıyla o ölçü diğer toleranslar tarafından etkilenmemektedir..



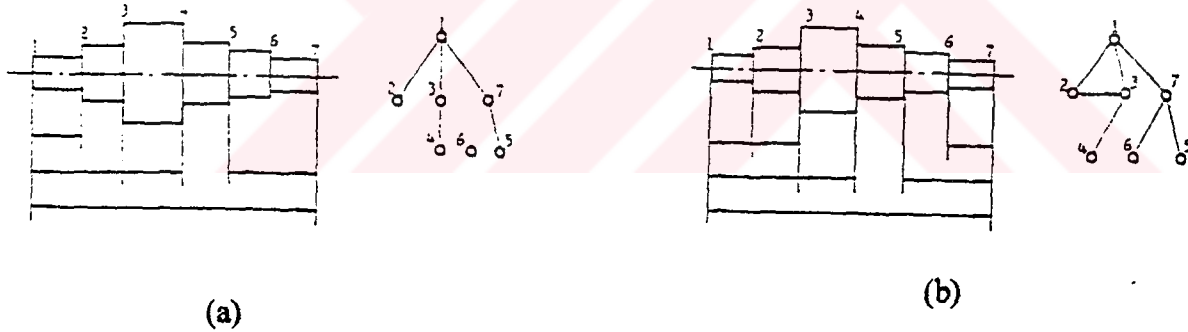
Şekil 5.4 Koordinatlarla boyutlandırmada toleranslar (Okday, 1984).

Boyut ve toleransların yerleştirilmesinin kontrolünde boyut ağacından yararlanabiliriz. Parçanın yüzeylerinin arasındaki bağlantılar boyutsal bağıntı grafiği ile gösterilebilir. Bu grafikte her bir düğüm bir yüzey elemanını temsil eder ve her bir kenar iki yüzey elemanı arasındaki bağlantıyı gösterir. Boyut ağacı parçanın bütün yüzeylerini ve bunların bağlantılarını karakterize eder. Şekil 5.5'te dönel bir parça için boyut ağacı gösterilmiştir.



Şekil 5.5 Parça ölçüleri ve dizayn boyut ağacı (Li ve Zhang, 1989).

Operasyon boyutlarının tamam olduğunun, doğru olduğunun kontrolünü yapmak için boyut ağacının sürekliliğini ve kapanmamış olmasını kontrol etmeliyiz. Boyut ağacında her bir boyut diğer yanındakine bağlanmalıdır. Eğer bir boyut atlanmışsa bu süreksizliği belirtir. Ayrıca bir düğüm başka bir düğümle de bağlanmamalıdır. Böyle olursa kapalı çevrime dönüşür ve o zaman bir boyutun fazladan, gereksiz yere verilmiş olduğu anlaşılır. Şekil 5.6 (a)'da süreksiz bir boyut ağacı gösterilmiştir. Burada 6 düğümünün herhangi bir kenarı yoktur. Şekil 5.6 (b) kapalı çevrim formundaki bir boyut ağacını göstermektedir. Burada bir boyut fazladan verilmiştir.



Şekil 5.6 Boyut ağacındaki süreksizlik ve kapalı çevrim olma hataları (Li ve Zhang, 1989).

5.2 Tolerans Kontrol Yöntemleri

5.2.1 Makina Kapasitesi Ve Üretim Prosesine Göre Tolerans Kontrolü

Parçaların üretilmesi için işleme proses zincirlerinin oluşturulması toleranslar gibi çeşitli özelliklerine göre yapılır. Dolayısıyla, minimum üretim maliyetini elde etmek için, proses zincirlerini toleransları belirlemeden önce gözönüne almalıyız. Minimum maliyeti sağlayacak toleransların belirlenmesi zordur. Bu kısımda fonksiyonel kısıtlamalar dahilinde minimum maliyeti sağlayacak toleransları belirlemek için bir yöntem anlatılacaktır.

Üretim proseslerinin seçimi tolerans değerlerine bağlıdır, ve optimum tolerans değerleri de bu seçilen proseslere göre düzenlenir. Tek bir basamakta optimum tolerans değerlerini elde edemeyebiliriz. Burada ayrıca, üretim proseslerinden bahsederken unutmamamız gereken nokta proses yani makine kapasiteleridir. Sürekli tolerans-maliyet fonksiyonlarının kesikli modellerle karşılaştırılması hassas maliyet belirlemede yardımcı olur.

Üretim endüstrisinde bir parçanın üretilmesi genellikle birden fazla prosesin gerçekleştirilmesi ile olur. Mesela dönel bir parçanın üretilmesi için: (a) dövme, (b) kaba tornalama, (c) yarı bitiş tornalama, (d) son taşlama, proses zincirini düşünebiliriz. Ayrıca bundan başka alternatif proses zincirleride oluşturulabilir: (a) kalıp döküm, (b) yarı bitiş tornalama, (c) son tornalama. Böylelikle en iyi zincirin seçilmesi ve bir prosteden diğerine geçmek için en uygun noktanın seçilmesi verilen tolerans için optimum maliyeti sağlar.

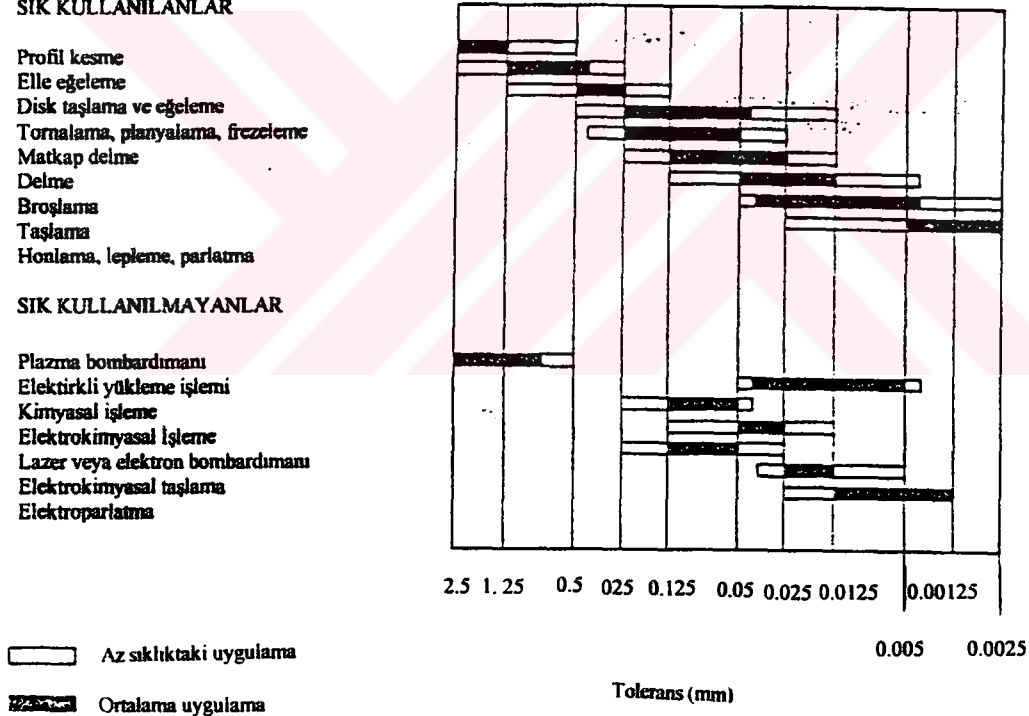
PROSES

SIK KULLANILANLAR

Profil kesme
Elle eğeleme
Disk taşlama ve eğeleme
Tornalama, planyalama, frezeleme
Matkap delme
Delme
Brojlama
Taşlama
Honlama, lepleme, parlatma

SIK KULLANILMAYANLAR

Plazma bombardımanı
Elektirikli yükleme işlemi
Kimyasal işleme
Elektrokimyasal işleme
Lazer veya elektron bombardımanı
Elektrokimyasal taşlama
Elektroparlatma

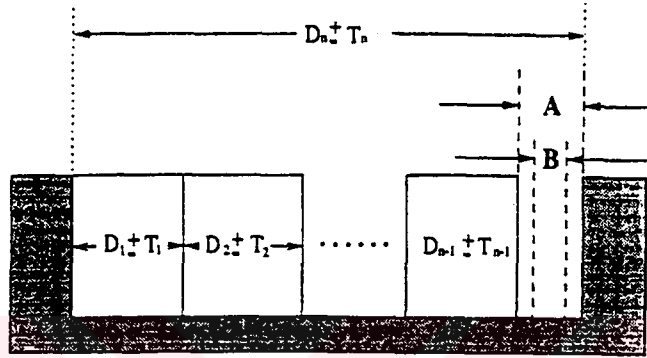


Şekil 5.7 Değişik üretim prosesleri için tolerans oranları (Drozda, 1983).

Verilen uygun işleme proseslerine göre birçok değişik zincir düşünülebilir. Şekil 5.7'de değişik prosesler ve bunların işleme kapasite oranları gösterilmiştir. Bu oranlara göre verilen tolerans değerlerine ulaşabilmek için değişik zincirler oluşturulabilir. Fakat burada şunu belirtmekte fayda vardır; üretim endüstrisi içinde çok hassas kontrollü gelişmiş tezgahlar (CNC tezgahlar gibi) olabilir veya özel makineler olabilir ve bunlar daha hassas işleyebilir ayrıca burada seri üretim tezgahlarından söz edilmektedir, universal tezgahlarla belki aynı

işlemlerle daha hassas toleranslar elde edilebilir. Bu yüzden mühendisin bu tolerans değerlendirmelerini yapmadan önce firmasındaki makine parkını ve makinaların işleme kapasiteleri ve hassasiyetlerini çok iyi bilmeli ve toleransları belirlemeden önce bunları gözönünde bulundurmalıdır.

Şekil 5.8'de $U \geq \text{aralık} \geq L$ fonksiyonel isteğe sahip tipik bir blok montajı için basit bir yığın durumu gösterilmiştir.



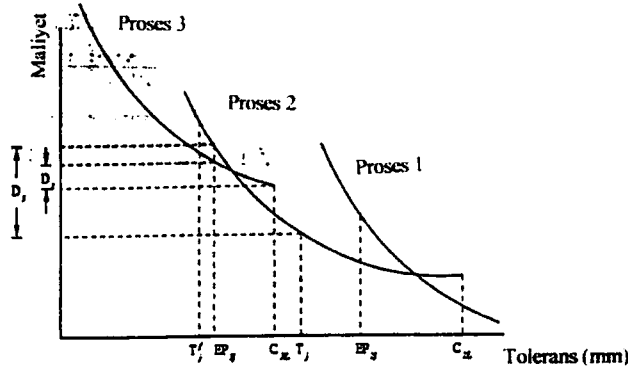
Şekil 5.8 Basit bir yığın durumu (Roy ve Fang, 1997).

Şimdi problemimiz herbir eleman için tolerans değerlerini belirlemek ve maliyeti minimize etmek için karşılık gelen proses zincirini tespit etmektir. Konstrüktörler tarafından verilen ilk değerler başlamak için uygun bir noktadır. Bundan sonra herbir eleman için minimum maliyetli son prosesleri belirleyeceğiz. Bu proses seçiminde sıfır bir algoritmasından yararlanabiliriz. Burada maliyet için kullanacağımız değerler ise sürekli maliyet-tolerans modelidir. Daha sonra problem karışık integral nonlinear programlama ile formülize edilebilir. Langrange çarpanları problemin çözümünde kolaylık sağlar. Artık tolerans belirleme metodu üzerine değinebiliriz.

5.2.1.1 Toleransa Karşılık Gelen Proses Maliyeti

Şekil 5.9 da bir proses zinciri için maliyet-tolerans çizelgesi görülmektedir. Yatay eksen toleransı, dikey eksen ise maliyet değerini göstermektedir. T_j ilk tolerans değerimiz ve T_j^f ise modifiye olduktan sonraki son tolerans değeridir. EP noktamız ise eşitlik noktamızdır. Daha önceleri birçok maliyet fonksiyonları geliştirilmiştir. Burada biz bu metotlar içinde Ters Metodu kullanacağız ($A_{ij} + B_{ij} / T_{ij}$).

Şekil 5.9'daki maliyet tolerans eğrilerinden de görüleceği üzere, hassas bir yüzey üretiminin



Şekil 5.9 Verilen proses zinciri için maliyet-tolerans modeli (Roy ve Fang, 1997).

yüksek kapasitesiyle bir işleme prosesinden elde etmeye kalkarsak sabit maliyet seviyesi yüksek olacaktır (tolerans $\rightarrow \infty$ durumunda) çok yüksek olacaktır. Ters modele göre:

$$A_{ij} + B_{ij} / T_{ij} \quad (5.7)$$

Sabit maliyet seviyesi hazırlık maliyeti A_{ij} dir. Bununla birlikte, üretim maliyeti, hassasiyet kapasitesi arttıkça, düşecektir. Bu yüzden yüksek hassasiyet prosesinde üretim maliyeti B_{ij} en küçük değerini alacaktır. Şekil 5.9'daki üç proses örneğini ele alırsak bunların üretim ve hazırlık maliyetleri arasındaki ilişkiler şöyle olur:

$$A_{1j} < A_{2j} < A_{3j} \quad (5.8)$$

$$B_{1j} > B_{2j} > B_{3j} \quad (5.9)$$

5.2.1.2 Tolerans Belirlemede Maliyet Fonksiyonu

Maliyet açısından optimum olmayan ilk toleransları modifiye ettikten sonra yeni toleranslar için ilk toleranslar değerlerine göre yapılan proses zinciri tekrar yapılır. Çünkü yeni değerler için ilk proses zinciri uygun olmayabilir. Bu şekilde optimum tolerans değerleri bulunana dek işlem tekrar edilir.

Şekil 5.9'daki j-boyutu için tolerans T_j dir. Proseslerin yeniden belirlenmesinde T_j x-ekseninde sağa ve sola taşınabilir. Bu hareketin neticesindeki maliyet değişiminin objektif fonksiyonu sağlayıp sağlamadığını öğrenmek için hesaplanması gerekir.

Yeniden proses belirlenmesi sırasında, yeniden belirlenen toleranslar aynı işleme prosesleri içerisinde kalabilir veya diğer proses sınırlarına geçebilir. Birinci durum için maliyet

değişimi:

$$\Delta TC_{(i,j)} = B_{ij} \left(\frac{1}{T_j} - \frac{1}{T_j^f} \right) \quad (5.10)$$

Denklem (5.10) toplam maliyeti ifade etmez. Bir parçanın T_0 değerinden T_j değerine işlendiğini düşünelim. Buna göre, i prosesi için j boyutunun toplam maliyeti:

$$TC_{ij} = A_{ij} + B_{ij} \left(\frac{1}{T_j} - \frac{1}{T_0} \right) \quad (5.11)$$

Eğer tolerans değeri kendi prosesinden daha üst veya alt derecedeki proses sınırlarına geçerse durum daha karışık olur. O zaman hazırlık maliyeti A_{ij} maliyet değişimi hesabı içine katılır. Şekil 5.9'daki T_j ve T_j^f değerlerine ve proses 2 ve proses 3 durumlarına bakalım. T_j yi T_j^f ye çekerken, ilk en uygun en uygun nokta proses 2 den proses 3 e geçerken C_{3L} noktası olabilir. Çünkü (5.9) da olduğu gibi B_{3j} B_{2j} den aynı tolerans değişimi için daha azdır, yani proses 3 proses 2 den daha az maliyet tutar. Bununla birlikte yeni üretim prosesine geçerken maliyet hesabı için hazırlık maliyetinide düşünmeliyiz. Eğer yeni proses hazırlık maliyetini karşılamazsa yani amorti etmezse aynı proseste kalmak daha iyi olacaktır. Başka bir prosese geçmek veya geçmemek konusunda karar vermek için eşitlik noktasından (EP) yararlanılır.

EP_{ij} , bir j -boyutu için i prosesine geçme veya $i-1$ prosesinde kalmanın aynı eşit maliyeti sağlayan tolerans değeridir. Yani eğer yeni belirlenen tolerans değeri EP_{ij} den küçükse diğer prosese geçilir, aksi takdirde aynı proseste kalınmalıdır.

EP yi şöyle elde edebiliriz. Şekil 5.9'daki EP_{3j} ile C_{3L} arasındaki maliyet değişimi aynı proseste kalırsak (Roy ve Fang, 1997):

$$\Delta TC_{(2,2j)} = B_{2j} \left(\frac{1}{EP_{3j}} - \frac{1}{C_{3L}} \right)$$

başka prosese geçerse yani proses 3'e:

$$\Delta TC_{(2,3j)} = B_{3j} \left(\frac{1}{EP_{3j}} - \frac{1}{C_{3L}} \right) + A_{3j}$$

böylelikle EP yi elde edebiliriz:

$$EP_{3j} = \frac{(B_{2j} - B_{3j})C_{3L}}{A_{3j}C_{3L} + B_{2j} - B_{3j}}$$

veya genel formda yazarsak:

$$EP_{ij} = \frac{(B_{i-1j} - B_{ij})C_{iL}}{A_{ij}C_{iL} + B_{i-1j} - B_{ij}} \quad (5.12)$$

j -boyutu için yeniden tolerans belirlediğimizde, T_j yi T_j^f ye çektiğimizde, proses 2 ve proses 3 arasındaki maliyet değişimi şöyle olur:

$$\Delta TC_{(2,3)j} = B_{3j} \left(\frac{1}{T_j^f} - \frac{1}{C_{3L}} \right) + B_{2j} \left(\frac{1}{C_{3L}} - \frac{1}{T_j} \right) + A_{3j}$$

T_j toleransı i prosesinden $i+k$ prosesine geçtiğinde maliyet değişimi için genel form şöyle olur:

$$\Delta TC_{(i,i+k)j} = B_{i+kj} \left(\frac{1}{T_j^f} - \frac{1}{C_{(i+k)L}} \right) + \sum_{d=1}^{k-1} B_{i+dj} \left(\frac{1}{C_{(i+d)L}} - \frac{1}{C_{(i+d-1)L}} \right) + B_{ij} \left(\frac{1}{C_{iL}} - \frac{1}{T_j} \right) + \sum_{n=1}^{i+k} A_{nj} \quad (5.13)$$

Denklem (5.13) ü üst prosese geçişte kullanırız. Fakat yeni tolerans değeri alt prosese geçerse maliyet değişim fonksiyonu şöyle olur:

$$\Delta TC_{(i,i-k)j} = B_{i-kj} \left(\frac{1}{T_j^f} - \frac{1}{C_{(i-k)L}} \right) + \sum_{d=1}^{k-1} B_{i+dj} \left(\frac{1}{C_{(i-d)L}} - \frac{1}{C_{(i-d-1)L}} \right) + B_{ij} \left(\frac{1}{C_{(i-1)L}} - \frac{1}{T_j} \right) - \sum_{n=1}^{i+k} A_{nj} \quad (5.14)$$

Burada düşünülmesi gereken başka bir kısıtlayıcı faktör, üretim araçlarının proses kapasitelerinin kısıtlayıcısıdır. Kapasite olarak bahsettiğimiz konu prosesin gerçekleştirebileceği tolerans değerlerinin oranıdır. Şekil 5.10'da dört prosesin kapasite oranları ve bunların EP noktaları gösterilmiştir.

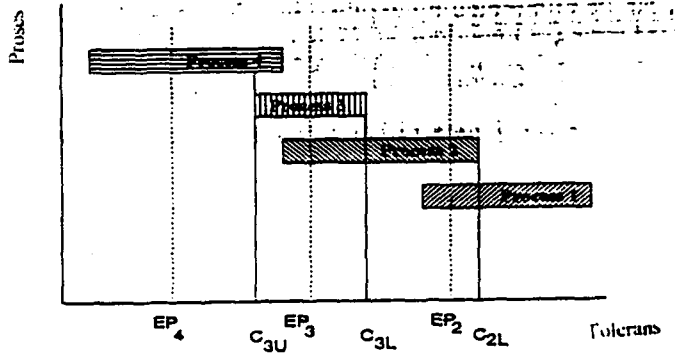
Eğer i yeniden belirlenen T_j^f toleransı için son prosese, iki kısıtlamayla karşılaşırız.

$$C_{iu} \leq T_j \leq C_{iL} ;$$

$$EP_{(i+1)j} \leq T_j \leq EP_{ij}$$

Bu iki kısıtlamayı birleştirirsek şu şekilde gösterebiliriz:

$$\text{Max} (EP_{(i+1)j}, C_{iu}) \leq T_j \leq \text{min} (EP_{ij}, C_{iL})$$



Şekil 5.10 Kapasite oranları ve EP noktaları (Roy ve Fang, 1997).

5.2.1.3 Yeniden Tolerans Belirleme İçin Hedef Fonksiyon Tespiti

Şekil 5.8'deki basit yığın durumunda $n-1$ tane blok deliğe monte edilmişlerdir. Hedef fonksiyonumuz her boyut için uygun son prosesleri tespit ederek maliyeti minimize etmek ve sonra proseslerle ilgili maliyet değişim fonksiyonlarını ((5.13) ve (5.14)) minimize etmektir. P_{ij} , j -boyutunu üretmek için proses zincirindeki prosesler olsun ($i = 1, \dots, m_j$) ve P_{kj} de son proses olsun. O zaman hedef fonksiyonunu şu şekilde formülize edebiliriz:

$$\sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^{m_j} Q_{ij} \Delta TC_{(P_{ij}, P_{m_i})_j} \quad (5.16)$$

Burada $Q_{ij} \in \{0,1\}$, eğer i prosesi j -boyutu için son proses bire eşittir, aksi takdirde sıfıra eşit olur. Çünkü her boyut için sadece bir tek son proses vardır, ve aşağıdaki şartlar doğrudur:

$$\sum_{i=1}^{m_j} Q_{ij} = 1, j = 1, \dots, n \quad (5.17)$$

Son tolerans değerleri fonksiyonel isteği sağlamalıdır:

$$U \geq \text{aralık} \geq L$$

En küçük olası aralık şöyle gerçekleşir:

$$\text{aralık} = D_n - T_n^f - \sum_{j=1}^{n-1} (D_j + T_j) \geq L \quad (5.18)$$

ve en büyük olası aralık ise:

$$\text{aralık} = D_n + T_n^f - \sum_{j=1}^{n-1} (D_j + T_j) \leq U \quad (5.19)$$

j boyutunun tolerans değişimini, $t_j = T_j^f - T_j$ olarak yazarsak (5.18) ve (5.19) şöyle olur:

$$\sum_{i=1}^n t_j \leq T_L \quad (5.20)$$

$$\sum_{i=1}^n t_j \leq T_U \quad (5.21)$$

Burada:

$$T_L = D_n - \sum_{i=1}^{n-1} D_j - \sum_{j=1}^n T_j - L$$

ve

$$T_U = U - D_n - \sum_{i=1}^{n-1} D_j - \sum_{j=1}^n T_j, \text{ dir.}$$

Böylece son tolerans fonksiyonel isteği sağlar. Tolerans değişimlerinin toplamı aşağıdaki denklemi sağlamalıdır.

$$\sum_{i=1}^n t_j \leq T_{min} \quad (5.22)$$

Burada $T_{min} = \min(T_U, T_L)$ dir.

Yeniden belirlenen tolerans T_j^f için son prosese P_j derse; (5.15) denklemini şöyle yazabiliriz:

$$\max(EP_{(P_j+1)j}, C_{P_j U}) \leq T_j^f (= T_j + t_j) \leq \min(EP_{P_j}, C_{P_j L}).$$

Şimdi çözüm prosedürlerine geçebiliriz (Roy ve Fang, 1997).

Langrange çarpanlarıyla hedef fonksiyon ve kısıtlamalar şöyle formülize edilebilir:

$$F(t_j) = \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^{m_j} Q_{ij} \Delta TC_{(P_{ij}, P_{m_j})j} + \lambda \left(\sum_{j=1}^n t_j - T_{min} \right) = 0$$

t_j ye göre, $j = 1, \dots, n$, kısmi diferansiyel alırsak:

$$\partial F(t_j) / \partial t_j = 0$$

sonuçta:

$$\lambda = \sum_{i=1}^{m_j} Q_{ij} B_{ij} / (T_j')^2.$$

λ burada T_1^f durumlarında açıklanarak elimine edilebilir:

$$\sum_{i=1}^{m_j} Q_{i1} B_{i1} / (T_1')^2 = \sum_{i=1}^n Q_{ij} B_{ij} / (T_j')^2$$

T_1^f yerine $T_j + t_j$ yazarsak:

$$\frac{T_j + t_j}{T_1 + t_1} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{m_j} Q_{ij} B_{ij}}{\sum_{i=1}^{m_1} Q_{i1} B_{i1}}}$$

Böylece boyuttaki tolerans değişimi şöyle ifade edilebilir:

$$t_j = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{m_j} Q_{ij} B_{ij}}{\sum_{i=1}^{m_1} Q_{i1} B_{i1}}} (T_1 + t_1) - T_j \quad (5.23)$$

ve t_1 i denklem (5.22) i uygulayarak şöyle elde ederiz:

$$\sum_{i=1}^n t_j = t_1 + (T_1 + t_1) \left(\sum_{j=2}^n \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{m_j} Q_{ij} B_{ij}}{\sum_{i=1}^{m_1} Q_{i1} B_{i1}}} \right) - T_j = \sum_{j=2}^n T_{\min}$$

Böylece:

$$t_1 = \frac{T_{\min} + \sum_{j=2}^n T_j - T_1 \sum_{j=2}^n \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{m_j} Q_{ij} B_{ij}}{\sum_{i=1}^{m_1} Q_{i1} B_{i1}}}}{1 + \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{m_1} Q_{i1} B_{i1}}{\sum_{i=1}^{m_1} Q_{i1} B_{i1}}}} \quad (5.24)$$

Şimdi buraya kadar çıkardığımız formülleri uygulayarak bu nonlinear programı çözmek için uygulamamız gereken adımları açıklayabiliriz. Aşağıda bu adımları tek tek açıklayalım.

1.Adım: 1 den j ye kadar her boyut için bir proses seçelim ve (5.24) uygulayarak t_j ve T_1^f yi hesaplayalım

2.Adım: $\max(EP_{(P_j+1)j}, C_{P_jU}) \leq T_j^f (= T_j + t_j) \leq \min(EP_{P_jj}, C_{P_jL})$. şartının P_j nin 1.Adımdaki j boyutunun son proses olması durumunda sağlandığından emin olun

3.Adım: Toplam maliyeti hesaplayalım.

4.Adım: 3.adımdaki minimum maliyeti ve buna karşılık gelen prosesi belirtelim

Şimdi yöntemi küçük bir uygulamayla açıklayalım.

5.2.1.4 Uygulama

Şekil 5.11'de gösterilen blok düzenine bakalım. Çizelge 5.1'de bu blokların ilk proses zincirleri gösterilmiştir. Blokların toleranslarına bakarsak: 1. blok disk eğeleme ve planya; 2. blok disk eğeleme ve planya; 3. blok disk taşlama ve frezeleme; delik ise disk taşlama ve frezeleme işlemlerine maruz kalacaktır. Hedef fonksiyonumuz (5.16) ve kısıtlayıcılarımız ise (5.15), (5.17) ve (5.22) denklemlerimizdir.

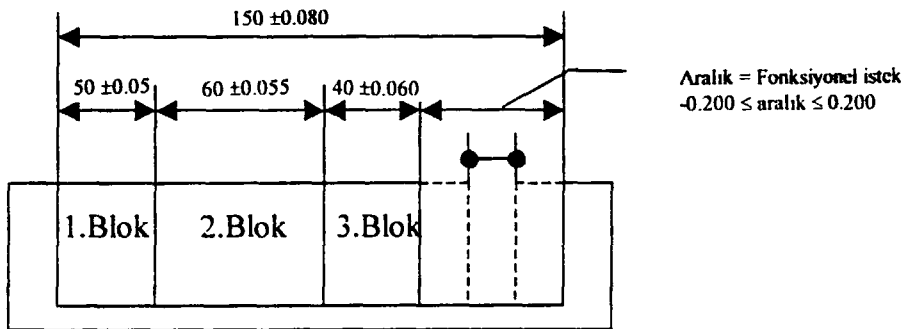
Şekil 5.11'deki sistem için istenen fonksiyonel istek aralık mesafesinin 0.200 mm fonksiyonudur. Fakat bizim tolerans değerlerimiz bu değerlerden küçük olmalıdır:

$$T_1 + T_2 + T_3 + T_D \leq \text{Fonksiyonel istek}$$

$$0.245 \leq 0.200 \text{ değildir}$$

o zaman bizim tolerans değerlerimiz 0.045 mm dışarıda kalmaktadır. Yani $T_U = T_L = 0.045$ mm'dir. O zaman bu ilk verdiğimiz değerleri değiştirmemiz gerekiyor. Fakat bu değiştirmeyi yaparken minimum maliyeti sağlayacak değerleri bulmamız gerekir. Bizim fonksiyonel isteğimiz:

$$-0.200 \text{ mm} \leq \text{aralık} \leq 0.200 \text{ mm'dir.}$$

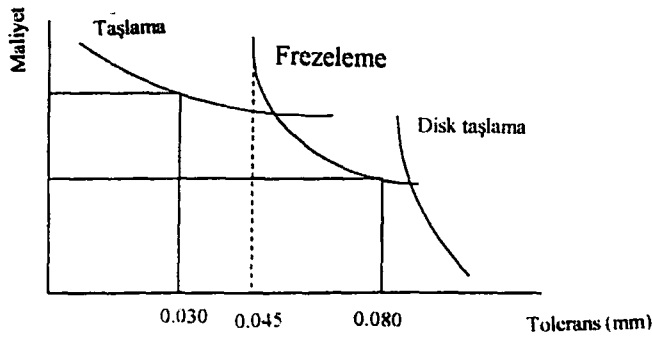


Şekil 5.11 Blok montajında ki tolerans yığın durumu.

Çizelge 5.1 Blok montaj sistemi için proses zinciri, maliyet parametreleri, işlem kapasiteleri.

parça ismi	Proses zinciri	Maliyet fonksiyon Parametreleri A_{ij}, B_j	Kapasiteler C_{iL}, C_{iU} (mm)
1. Blok	Disk eğeleme	20, 85	0.5 - 0.125
	Planyalama	30, 75	0.045 - 0.125
	Parlatma	80, 0.5	0.00125 - 0.005
2. Blok	Disk eğeleme	20, 85	0.5 - 0.125
	Planyalama	30, 75	0.045 - 0.125
	Parlatma	80, 0.5	0.00125 - 0.005
3. Blok	Disk taşlama	15, 90	0.5 - 0.125
	Frezeleme	35, 70	0.045 - 0.125
	Taşlama	60, 20	0.0045 - 0.045
Delik	Disk taşlama	15, 90	0.5 - 0.125
	Frezeleme	35, 70	0.045 - 0.125
	Taşlama	60, 20	0.0045 - 0.045

Burada hangi boyutun toleransından başlayacağımızı önceden kara verebilirsek işimiz kolaylaşır. Her bir boyutun toleransına bakarsak burada tolerans değişimi yaptıktan sonra muhakkak bir proses değişikliğine gidileceği aşikardır. Deliğin proses değişikliğinin yani toleransının daha çok daraltılması en uygundur ve yapılan hesaplarla da bunun doğru olduğu görülecektir. Burada T_D toleransı için (5.24) ile t_j değişimini hesaplırsak yeni T_D^f tolerans değeri 0.030 mm olacaktır ve bunun EP noktasından altında olduğu ve 0.045 mm den sonra proses değişikliğine gideceği görüldü ve bu durum Şekil 5.12'den görülebilir.. Yani deliğin son işlemi değişmiş ve taşlama prosesine geçmiştir. Bundan sonra yapmamız gereken diğer toleranslarında tolerans değişimlerini bulmak ve bu değişimlere karşılık gelen proseslerin tespitini yapmalıyız.



Şekil 5.12 Maliyet fonksiyonu ve tolerans değişimi.

Çizelge 5.2 Yeniden tolerans belirleme sonuçları.

Parça İsmi	Boyut (mm)	İlk Tolerans Değerleri (mm)	Değiştirilen Tol. Değ. (mm)	Son Proses	Maliyet Değişimi
1. Blok	50	0.050	0.055	Planyalama	-3,4
2. Blok	60	0.055	0.065	Planyalama	-5,24
3. Blok	40	0.060	0.050	Frezeleme	5,83
Delik	150	0.080	0.030	Taşlama	82,5
Toplam Maliyet Değişimi					79,69

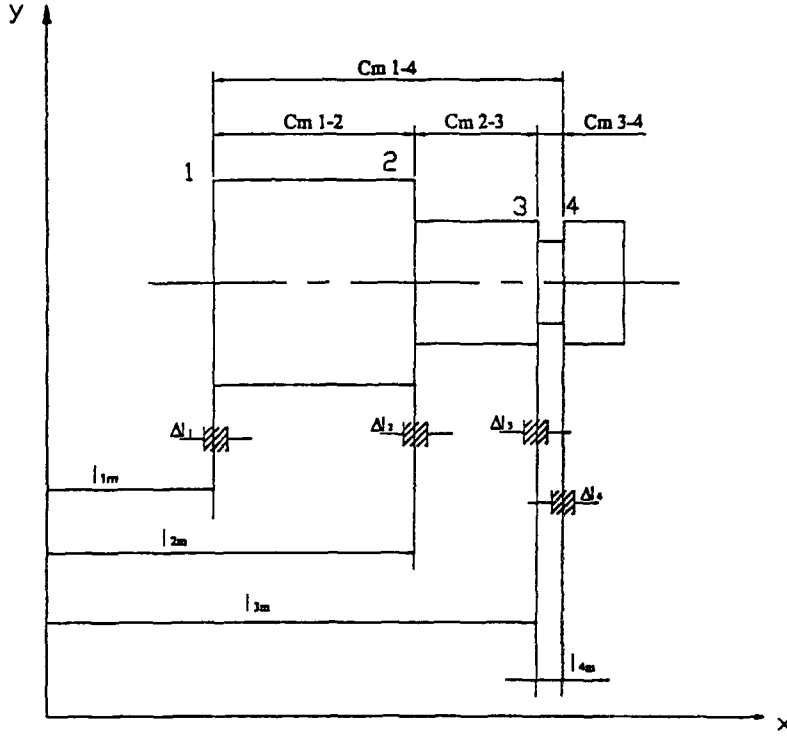
Diğer blokların yeni tolerans değerleride hesaplanmış Çizelge 5.2’de bütün yapılan hesaplama sonuçları gösterilmiştir. Ayrıca Çizelge 5.2’de yeniden belirlenen toleransların maliyet değişimi hesabı gösterilmektedir. Yeniden tolerans belirleme sonrasında sadece deliğin prosesi değişmiş diğer bloklar aynı prosesleri içinde kalmıştır. Bu sonuç min. Maliyette fonksiyonel isteği sağlamaktadır.

5.2.2 Parçanın Makine Sistemindeki Yerleşimine Göre Tolerans Kontrolü

Bu konuda, parçanın makine sistemindeki yerleşimine göre tolerans değerlendirilmesi yapılacaktır. Bu arada makine sistemi yanında toleranslarla her türlü etken gözönüne alınacaktır. Yani üretilecek parçanın üretilmiş ölçülerinin verilmiş ölçü ve tolerans aralıkları içinde bulunması için konuyla ilgili üretimdeki yerleştirme, pozisyonlama, imalat toleransları, teçhizat kapasiteleri, kullanılan takım gibi çeşitli etkenler üzerinde durulmuştur.

5.2.2.1 Toleransların Makine Sistemindeki Yerleşimine Göre Optimizasyon Modeli

Şekil 5.13’te tolerans optimizasyonu için temel model gösterilmiştir. Tolerans sistemleri için mutlak sistem olarak düşünülen makine sistem referansı (X,Y) koordinat sistemi ile gösterilmiştir. L_i , $(l_{im}, \Delta l_i)$ ölçüleri bu sistemde ölçülen ve takım için ve parçanın yerleştirilme ölçülerini, üretim prosesindeki işleme ölçülerini ilgilendiren genel olarak tanımlarsak makine ölçüleridir. Bunlar ortalama değer l_i ve değişim oranları Δl_i olarak belirtilmişlerdir. Yerleştirme hatalarından oluşan makine hataları, proses yanlışlıklarından oluşan işleme hataları, kinematik hatalar ve takım aşınmasından oluşan hatalar Δl_i içine dahil edilmiştir. Özel bir durum olan ve $(l_4^3, \Delta l_4^3)$ ile gösterilen ölçü takım ölçüsüyle alakalıdır ve makine boyutlarıyla ilgili değildir.



Şekil 5.13 Makine sistemine göre toleranslama (Fainguelernt, 1986).

C_i ($C_{m ij}$) ölçüleri üretilen parçada ölçülen ve üretilmiş ölçüleri gösteren ölçülerdir. Bunlar mutlak olarak istenen fonksiyonel ölçüler olarak dizayn ölçüleriyle makinadaki işlemeden önce tanımlanmıştır. Bunlar direkt ve dolaylı olarak gerçekleştirilirler. Üretilmiş ölçüler bağımlı ölçülerdir ve değişiklikleri uygun olarak gerçekleştirilmelidir.

Basit olarak ölçülendirme şu mantıkla yapılır:

$C_{ijm} = D_{ijm}$ dizayn ölçülerinin ve makine ölçülerinin ortalama değerlerinin tanımlanması

$\Delta C_{ij} \leq \Delta D_{ij}$ dizayn ve üretilmiş ölçülerin tolerans oranlarının hesaplanması

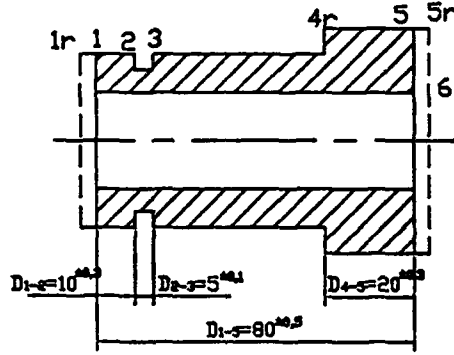
Tolerans optimizasyonundaki stratejimiz bir yandan beklenen dizayn ölçülerini sağlayıp diğer yandan makine kapasitelerini hesaplamak ve tolerans alanlarının maksimum oranlarını kullanmayı sağlamaktır.

Şekil 5.13'teki model gerçek üretim koşullarını düşünerek üretim ölçüleri için optimal toleransları aramaktadır. Dizayn ölçüleri kısıtlayıcı olarak ele alınmış, üretilmiş ölçüleri dizayn toleranslarının limitine en yakın olacak şekilde hesaplamak hedef olarak düşünülmüştür. Yani, amacımız fonksiyona ve dizayn isteklerine bağlı olarak en geniş tolerans limitlerinde çalışmaktır.

Şimdi bunu basit bir örnekle beraber açıklayalım.

5.2.2.2 Mekanik Parçada Tolerans Optimizasyonu Örneği

Şekil 5.14'te mekanik bir parça gösterilmiş ve bunun proses planı aşağıda belirtilmiştir.



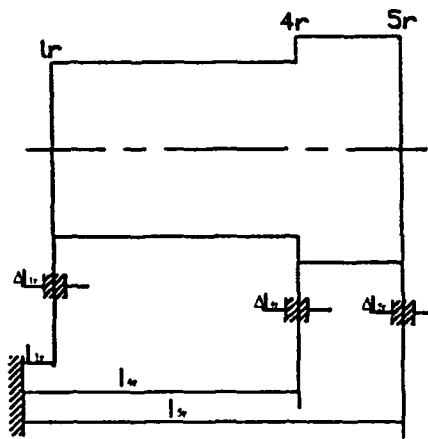
Şekil 5.14 Çalışılacak parça ve dizayn resmi

Faz 10: 4r yüzeyinden dayama alınacak ve 5 yüzeyi işlenecek

Faz 20: 5 yüzeyinden dayama alınacak ve 1 ile 6 yüzeyleri işlenecek

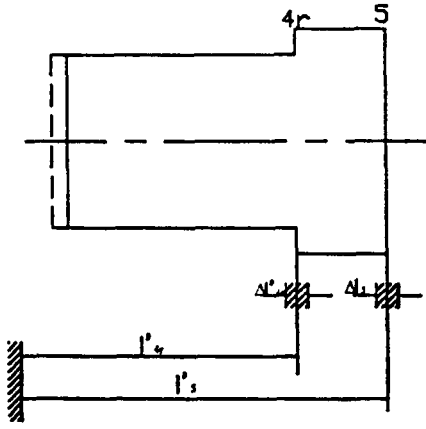
Faz 30: 5 yüzeyinden dayama alınacak ve 2 ile 3 yüzeyleri işlenecek

Önerilen proses zinciri birçok değişik üretim alternatiflerinden biridir. Şimdi ise parçanın X doğrultusunda değişik operasyonları için yerleştirme ölçülerini tanımlayalım. Aşağıdaki şekillerde bunları işleyelim.

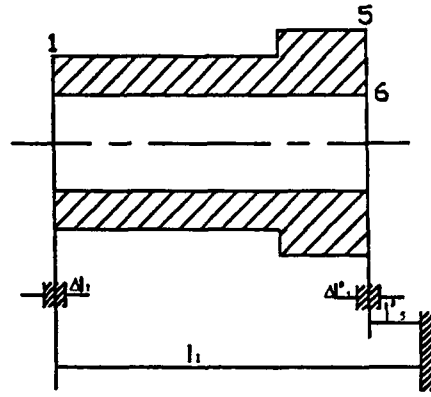


Şekil 5.15 Dökümde yerleştirme boyutları.

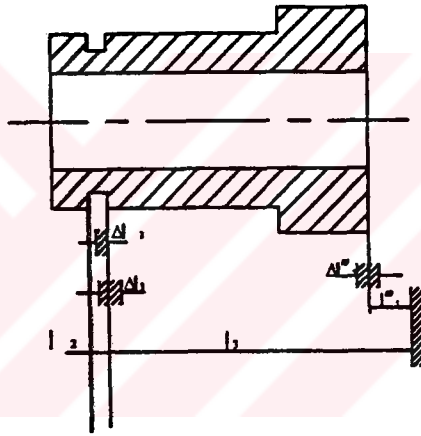
Şekil 5.19'deki matriste (yüzey x operasyon) İlk yerleştirme toleransları Δ_i ile oluşturulmuştur. Bunlar kullanılacak ekipmana uygun en düşük değerlerdir.



Şekil 5.16 Faz 10 da yerleştirme ölçüleri.



Şekil 5.17 Faz 20 de yerleştirme ölçüleri.



Şekil 5.18 Faz 30 da yerleştirme ölçüleri.

yüzey	1r	1	2	3	4r	5	5r
faz							
20							
20							
20							
20							

Şekil 5.19 yüzey x faz matrisi.

Şekil 5.19 daki matris için belirtmemiz gereken nokta: L_2^3 takım ölçüsüdür ve diğer yüzeylerle bir ilgisi yoktur ve ΔI_2^3 de matrisin alt çizgisine yerleştirilir.

Optimum Makine Ölçü Toleranslarının Belirlenmesi:

Tolerans optimizasyonunda biz şu değeri elde etmek istiyoruz.

$$\Delta C_{ij} = \Delta D_{ij}$$

Bu yüzden dizayn ölçülerine (D_{ij}) uygun C_{ij} değerleri aşağıdaki kurallara göre hesaplanır.

- a) eğer kısıtlayıcı (D_{ij}) aynı fazlardaki yüzeylerle ilişkiliyse o zaman $\Delta C_{m ij}$ aynı satırda i sütunundan j sütununa gidilerek elde edilir.

$$\text{Örneğin: } \Delta C_{m4-5} = \Delta I_{4r} + \Delta I_5$$

- b) Eğer kısıtlayıcı (D_{ij}) değişik fazlardaki yüzeylerle ilişkiliyse bir veya daha fazla sütun kullanılmalı ve bu sütunlardaki toleranslar hesaba katılmalıdır.

$$\text{Örneğin: } \Delta C_{m1-2} = \Delta I_1 + \Delta I_5' + \Delta I_5'' + \Delta I_3 + \Delta I_2^3$$

- c) eğer kısıtlayıcı (D_{ij}) aynı zamanda işlenecek (takım ölçüsü) ile ilişkiliyse

$$\Delta C_{m2-3} = \Delta I_2^3$$

Şimdi bu anlatılanlara göre matrisinde yardımıyla ölçülerle eşitsizliklerimiz elde edelim:

$$\Delta I_1 + \Delta I_5' + \Delta I_5'' + \Delta I_3 + \Delta I_2^3 = \Delta C_{m1-2} \leq \Delta D_{m1-2} \quad (5.25)$$

$$\Delta I_2^3 = \Delta C_{m2-3} \leq \Delta D_{m2-3} \quad (5.26)$$

$$\Delta I_1 + \Delta I_5' = \Delta C_{m1-5} \leq \Delta D_{m1-5} \quad (5.27)$$

$$\Delta I_{4r} + \Delta I_5 = \Delta C_{4-5} \leq \Delta D_{4-5} \quad (5.28)$$

Bu eşitsizliklerden biri bile doğru olmazsa proses planı uygun olmaz ve uygun olmayan eşitsizlikler düzeltilmelidir. Herşey doğruysa en geniş yerleştirme toleranslarını (ΔI_i) bulmak için optimizasyon devam eder.

Burada devam etmeden önce kısaca takım aşınması üzerinde duralım.

Üretilmiş ölçü, bileşen yüzeylerinin sınırlanan yüzeylerinde takım aşınmasının etkisinin

yönüne bağlı olarak farklı şekilde değişebilir.

Takım aşınması farklı olarak (zamanın fonksiyonu olarak) değişik yüzeylerde, işleme koşulları, materyaller gibi çeşitli nedenlerden dolayı oluşur. İki veya daha fazla yüzey arasında rölatif takım aşınmasının etkisini açıklamak için, herbir takım aşınması zamanın fonksiyonu olarak düşünölmelidir.

Basit olarak işlenen yüzeyler arasında oluşabilecek maksimum rölatif takım aşınmasının üretilmiş ölçüye etkiyeceğini söyleyebiliriz. Zıt yönlerdeki takım aşınması durumları ile aynı yöndeki takım aşınması durumları farklıdır.

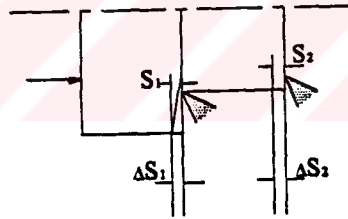
Δu değişkeni şöyle elde edilebilir (Fainguelernt, 1986):

$$\Delta u = \Sigma \Delta S_i - \text{Max} [\Delta S_i] - \text{Max} [\Delta S_i] \quad (5.29)$$

bir yöndeki diğer yöndeki

ΔS_i , üretilmiş ölçü toleransını (ΔC_{ij}) oluşturan herbir yerleştirme toleransındaki (Δl_i) takım aşınmasından dolayı oluşan incelmedir.

Şekil 5.20'de aynı yöndeki takım aşınması gösterilmiştir.



Şekil 5.20 Aynı yöndeki takım aşınmasıyla işlenen yüzeyler.

Bu durumda rölatif takım aşınması $|S_1 - S_2|$ şöyle elde edilir.:

$$0 < |S_1 - S_2| < \Delta S_1 \text{ veya } \Delta S_2 \quad (5.30)$$

ΔC_{12} toleransı rasgele aşınma ve $\max |S_1 - S_2|$ den yani ($\Delta l_1 - \Delta S_1$) den oluşur.

$$\begin{aligned} \Delta C_{12} &= (\Delta l_1 - \Delta S_1) + (\Delta l_2 - \Delta S_2) + \max(S_1 - S_2) \\ &= \Delta l_1 + \Delta l_2 - \Sigma \Delta S_i + \max(S_1 + S_2) \\ &= \Delta l_1 + \Delta l_2 - \Delta u \text{ (denklem (5.29)'u uyguladık)} \end{aligned} \quad (5.31)$$

Bu ilişki ters yönde oluşan aşınmalar içinde uygulanabilir.

Yerleştirme Ölçülerinin Optimizasyonu:

Şekil 5.21'deki matris daha önce belirlenen eşitsizlikler ile yapılmıştır. Her bir çizgi sadece bir tek eşitsizliği gösterir.

Soldaki sütuna dizayn ölçü toleranslarını, ve sonraki sütunlara da ΔC_{mi-j} yi beraberce meydana getiren yerleştirme toleranslarını ($\Delta l_i, \Delta l_j$) yerleştiririz.

Tablo bize fazlalık toleransları belirtir.

$$\epsilon = \Delta D - \Delta C \quad (5.31)$$

n ise burada yerleştirme toleranslarının (Δl_i) sayısıdır. n herbir ölçüdeki artık tolerans dağılımının ağırlığını belirtir. Buradaki durumda artık toleransı her Δl_i ye eşit şekilde dağıtıyoruz.

Dağıtım Katsayıları		1	1	1	1	1	1	1						
	Yerleştirme Ölçüsü Tol.	Δl_1	Δl_2^3	Δl_3	$\Delta l_{4,r}$	Δl_5	$\Delta l_5'$	$\Delta l_5''$	$\Sigma \Delta l$	Δu	$\Delta C = \Sigma \Delta l - \Delta u$	$\epsilon = D - C$	n	ϵ/n
Dizayn Ölçüsü Tol.														
$D_{1-2} \pm 0.65$		0.1	0.1	0.15	-	-	0.1	0.1	0.55	0.05	0.5	0.15	5	0.03
$D_{2-3} \pm 0.25$		-	0.1	-	-	-	-	-	0.1	0.05	0.15	0.1	1	0.1
$D_{1-3} \pm 1$		0.1	-	-	-	-	0.1	-	0.2	0	0.3	0.8	2	0.4
$D_{4-5} \pm 0.6$		-	-	-	0.15	0.15	-	-	0.3	0	0.3	0.3	2	0.15

Şekil 5.21 Tolerans matrisi.

Özel durumlarda artık tolerans ϵ/n bileşen toleranslarına ağırlıklarına göre dağıtılır.

$i = 1, \dots, 5$ için $\Delta S_i = 0.05$ olarak alınmıştır.

Optimizasyonun amacı Δl_i yi olabildiğince genişletmektir. Artık toleranslar (ϵ), yerleştirme toleranslarına tekrar dağıtılmışlardır. Şekil 5.22'de dağılım sona ermiş ve optimum en geniş aralıklarda çalışabileceğimiz değerler bulunmuştur.

Burada yaptığımız işlemde en küçük artık toleransın dağıtımından başladık. Daha sonraki adımlarda mümkün olduğunca daha fazla aşırı değer kalmayınca kadar dağıtıma devam edilir (Şekil 5.22). Daha sonra Δl_i toleransları optimum kabul edilir.

Dağıtım Katsayıları		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Dizayn Ölçüsü Tol.	Yerleştirme Ölçüsü Tol.	Δl_1	Δl_2^3	Δl_3	$\Delta l_{4r}'$	Δl_5	$\Delta l_5'$	$\Delta l_5''$	$\Sigma \Delta l$	Δu	$\Delta C =$ $\Sigma \Delta l - \Delta u$	$\epsilon =$ D - C	n	ϵ/n
	$D_{1-2} \pm 0.65$		0.13	0.13	0.18	-	-	0.13	0.13	0.7	0.05	0.65	0	0
$D_{2-3} \pm 0.25$		-	0.13	-	-	-	-	-	0.13	-0.05	0.18	0.07	0	-
$D_{1-5} \pm 1$		0.13	--	-	-	-	0.13	-	0.26	0	0.26	0.74	0	-
$D_{4-5} \pm 0.6$		-	-	-	0.3	0.3	-	-	0.6	0	0.6	0	0	-

Şekil 5.22 Düzenlenmiş tolerans değerleri.

5.2.2.3 Üretilmiş ve Yerleştirme Ölçüleri İçin Ortalama Değerlerin Hesaplanması

Eğer yarım sınırlanmış ölçüler (maksimum veya minimum) gerekliyse, üretilmiş ve yerleştirme ölçülerinin ortalama değerleri hesaplanabilir.

Bu hesaplama basittir. Yerleştirme ölçülerinin tanımlanmasına dayanarak ve sadece basit cebirsel işlemler kullanılarak lineer denklem sistemi elde edilir. Bu örnek için:

Dizayn istekleri:

$$d_{1-2} = (l_1 - l_5') - (l_3 + l_2^3 - l_5'') \quad (5.32)$$

$$d_{2-3} = l_2^3 \quad (5.33)$$

$$d_{1-5} = l_1 - l_5' \quad (5.34)$$

$$d_{4r-5} = l_5 - l_{4r}' \quad (5.35)$$

Üretim istekleri:

$$C_{1r-1_{\text{ort}}} = (l_{4r} - l_{1r}) + (l_5 - l_{4r}') - (l_1 - l_5') \quad (5.36)$$

$$C_{5-5r_{\text{ort}}} = (l_{5r} - l_{4r}) - (l_5 - l_{4r}') \quad (5.37)$$

Herbir operasyon için mutlak referans sisteminin pozisyonunu tanımladık. Burada yuva pozisyonlarını başlangıç olarak ($l_{4r} - l_{4r}' = l_5' = l_5'' = 0$) tanımlayabiliriz. Altı değişken için altı

eşitlikli bir sistem elde edildi ve $l_{1r}, l_{5r}, l_1, l_3, l_2^3$ ve l_5 in ortalama değerleri oluşturulmuş oldu.

Burada anlattığımız konu ve konu içerisinde çıkardığımız formül ve sistemler ile bu tarz bir uygulama bilgisayar ortamında rahatlıkla çalışılabilir ve daha karmaşık parçalarda kolaylık sağlar.

5.2.3 Tolerans Çizelgesi (Chart) İle Tolerans Kontrolü

Tolerans çizelgesi seri üretimi yapılan parçaların operasyon bazında işleme ölçülerinin tespiti, bu ölçülerin toleranslarını belirleme ve doğruluklarını analiz etmede kullanılan bir yöntemdir.

Özellikle büyük adetler ihtiva eden seri imalatlarda toleransların doğru seçimi direk olarak işleme zamanına ve dolayısıyla maliyete etkilediğinden böyle bir çizelgenin kullanımı ayrıca önem kazanır.

Tolerans yığın problemleri ortaya çıktığında ele alınması gereken en ucuz, hızlı bir yöntemdir. Bilgisayara entegre edilerek daha hızlı bir kontrole imkan tanımaktadır. Tolerans çizelgesini yapmadan önce mühendisin bazı değerleri gözönünde bulundurması gerekir. Bunlar: gerçekleştirilecek operasyon zinciri; her operasyonda kullanılacak makine ve bunların kapasiteleri ve hassasiyetleri; her operasyonda kesimlerin ölçülendirme modelleri; her operasyondaki dayama (yerleştirme) olarak kullanılacak yüzeyler; her operasyondaki takım çeşidi ve tipidir.

5.2.3.1 Tolerans Çizelgesi Elemanları

Tolerans çizelgesinde en üst kısma işlenecek parçanın şeması çizilir. En alt kısma bitmiş parça ölçüleri (yani resmin istemiş olduğu ölçüler ve toleranslar) hemen onun yanındaki bölüme ise bizim elde ettiğimiz değerleri yerleştiririz. Üst kısma ise brüt parça ölçüleri yazılır.

En sağdaki dört sütunda sırasıyla:

- işlemede verilen ölçüleri,
- ölçülerin toleranslarını,
- alınan talaş miktarı,
- talaş toleranslarını belirtiriz.

Çizelgenin üst kısmına yerleştirilecek parçanın şeması çizilirken dikkat edilmesi gereken noktalar:

- 1- Şema mümkün olduğunca teknik resim kurallarına uygun olmalı
- 2- Şemanın ölçekli olması gerekli değildir, fakat bitmiş parçayla aynı yapıya sahip olmalıdır.
- 3- Eğer parça silindirikse parçanın tümünü çizmeye gerek yoktur, eksenin altındaki yarı kısmı çizmek kafi olacaktır.
- 4- Aynı hizada olan ölçülerden aşağı indirilen çizgiler karışıklık yaratmaması için birbirlerinden ayrılarak (genişletilerek) çizilmelidir.
- 5- Brüt parça çizgileri, parça çizgileri ile karışmaması için kesik çizgilerle gösterilmelidir. Brüt parça ölçüleri derken dövme veya dökümden sonra ortaya çıkan ölçülerden söz etmekteyiz.

Tolerans çizelgesinde ortalama ölçülerden yararlanacağız. Yani \pm toleransları (simetrik toleransları) kullanacağız. Eğer toleranslar simetrik olarak verilmemişse şu uygulamaları yaparak ortalama değerleri ve \pm toleransları elde edebiliriz.

- 1- verilmemişse maksimum ölçüyü
- 2- verilmemişse minimum ölçüyü
- 3- daha sonra simetrik aralıklı ortalama ölçüyü hesaplayacağız.

$$\text{Ortalama ölçü} = (\text{Max} + \text{Min}) / 2$$

- 4- son olarak simetrik toleransı hesaplarız

$$\pm \text{Tolerans} = (\text{Max} - \text{Min}) / 2$$

Toleransların büyüklüklerini belirlerken proses kapasitelerini gözönünde bulundurmalı ve bunların $\pm 3\sigma$ ya göre ne kadar oranda düzgün şekilde gerçekleşeceğini hesaplamalıyız.

Ölçü Tipleri

Tolerans çizelgesinde üç tip ölçü kullanırız:

- 1- İşleme ölçüleri
- 2- Kapama ölçüleri (balans ölçüleri)

3- Solid ölçüler

Bu ölçüleri detaylı olarak anlatmadan önce çizelge üzerinde kullanacağımız işaretlerin anlamlarını ifade edelim.

X : Bu işaret parça üzerinden dayama aldığımız yüzeyi gösterir. Parça şemasının yüzeylerinden aşağıya indirilen çizgiler üzerinde (x) işaretini görürsek bu yüzeyden dayama almışız demektir.

► : Ok işareti bulunduğu yüzeyde bir işlemin yapıldığını göstermektedir. Yani dikey bir çizginin üzerinde kaç adet ok varsa ok sayısı o kadar işlemeye maruz kalmış demektir.

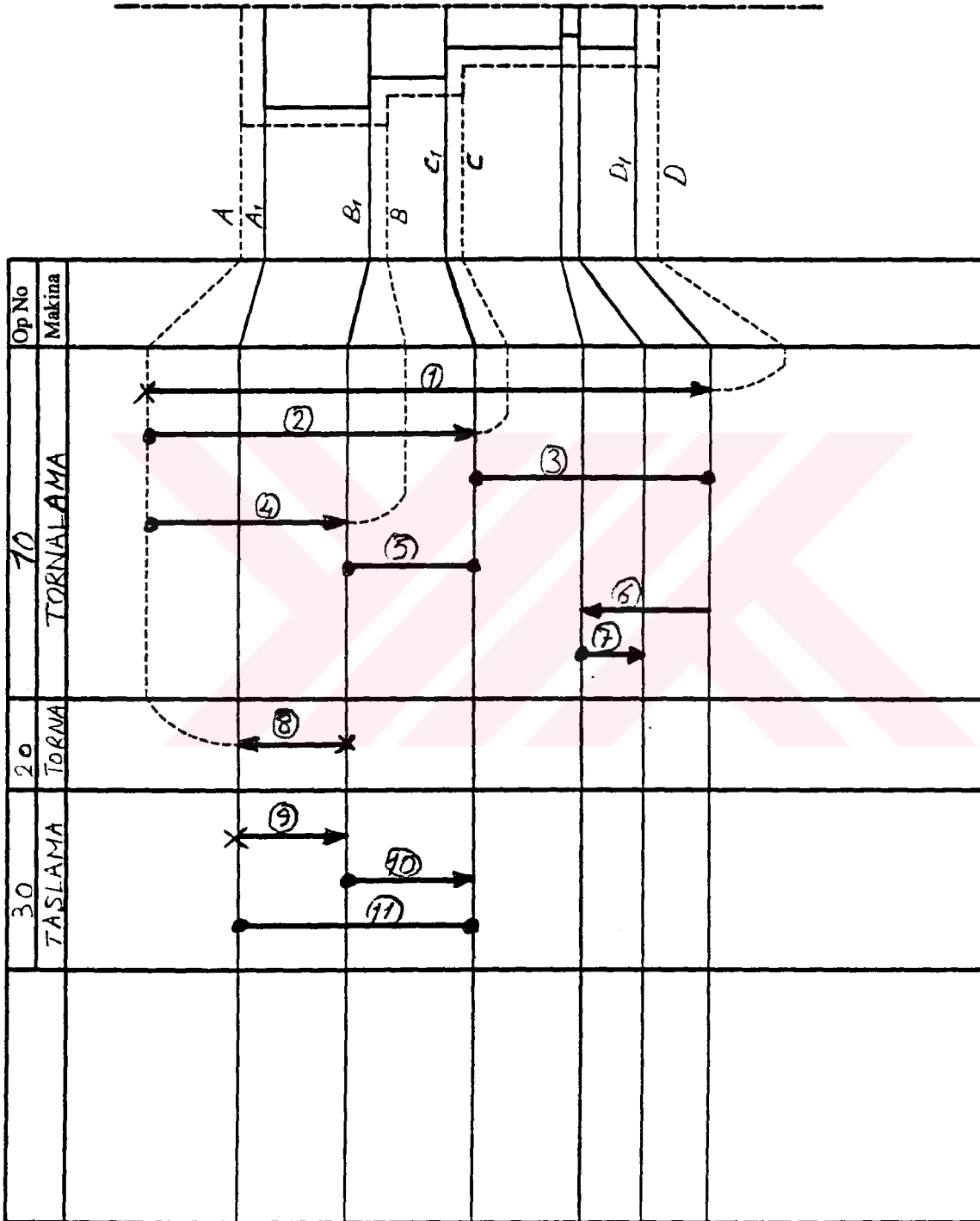
. : Nokta balans ölçüleri gösterir. Ayrıca bir tarafında ok bulunan ölçülerin başlangıç yerinde nokta işareti bulunur.

Yukarıda bahsedilen ölçü tipleri ve bu işaretlerin kullanımını basit bir örnekle inceleyelim.

Şekil 5.23 te üç kademededen oluşan bir parçanın ölçüleri konmadan sadece ölçü tiplerini anlatmak amacıyla çizilmiş tolerans çizelgesini göstermektedir. Kesik çizgiler brüt parça çizgileridir.

10. operasyonda parça A ile gösterilen yüzeyden dayanmış (x) ve D yüzeyinden talaş kaldırılarak D₁ yüzeyine getirilmiştir. Bu ölçü 1 numara ile gösterildi.

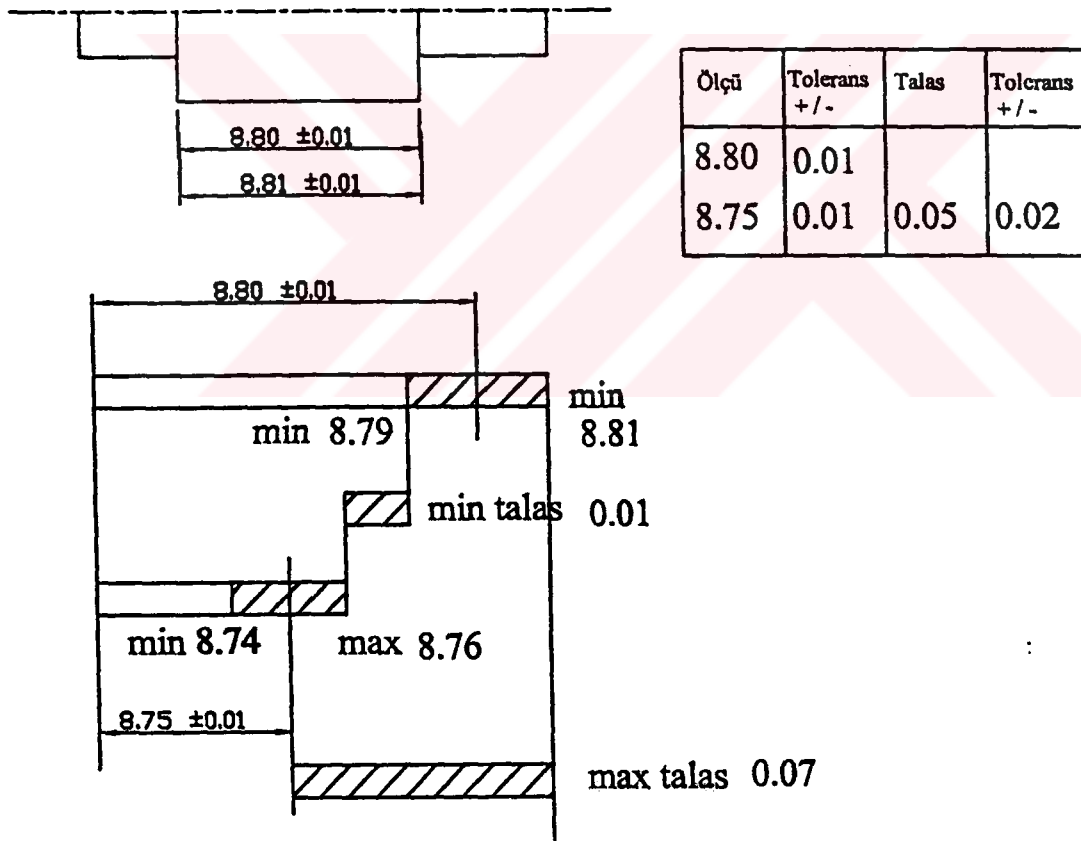
2 nolu ölçünün ucundaki ok parçanın C yüzeyinden talaş kaldırılarak C₁ yüzeyine getirildiğini, 4 nolu ölçüde B yüzeyinden işleme yapılarak B₁ yüzeyine getirildiğini göstermektedir. Bu operasyonda 1, 2 ve 4 nolu ölçüler işleme ölçüleridir. 3 nolu ölçü 1 ve 2 nolu ölçülerin birbirinden çıkarılması ile kendiliğinden meydana gelmektedir. Yine 5 nolu ölçü 2 nolu ölçüden 4 nolu ölçünün çıkarılmasıyla kendiliğinden oluşur. Op. 30 daki taşlama operasyonunda 11 nolu ölçü 9 ve 10 nolu ölçülerin toplanması ile elde edilir. Başka ölçülerin toplanması veya çıkarılmasıyla elde edilen bu tip ölçülere kapama ölçüleri deriz. Kapama ölçülerinin toleransları kendilerini meydana getiren ölçülerin toleranslarının toplanmasıyla tespit edilir. Bu tip ölçülerin her iki tarafında da (.) bulunmaktadır. Bu arada 6 ve 7 nolu ölçülere dikkat edilirse bunlar ne bir yüzeyden nede başka ölçülerin toplanıp çıkarılmasıyla elde edilmişlerdir. Burada 6 nolu ölçü açılan kanalın D₁ yüzeyinde olan mesafesini, 7 nolu ölçü ise bu kanalın genişliğini göstermektedir. Yani bu ölçüler 1, 2, 3, 8, 9 ve 10 nolu ölçüler gibi herhangi bir alından talaş kaldırılarak elde edilmemişlerdir. 6 ve 7 nolu ölçüler brüt parçanın içinde gizlidir. Bu tip ölçülere solid ölçüler denir. Tolerans çizelgesinde talaş hanesine bu tip ölçüler için solid yazacağız.



Şekil 5.23 Tolerans çizelgesindeki çizgilerin gösterilişi.

Tolerans çizelgesini oluşturmadan önce bir de çizelgenin son kolonu olan talaş toleransını açıklayalım. Bu kolana yazacağımız rakamlar herhangi bir yüzeyden alınan talaş miktarının maksimumunu veya minimumunu gösterir. Örneğin talaş sütununda 0.50 tolerans sütununda 0.30 rakamının bulunması bu yüzeyden $\max. 0.50 + 0.30 = 0.80$ mm, $\min. 0.50 - 0.30 = 0.20$ talaş alınabileceğini göstermektedir. Talaş toleransı sütunundaki rakamların talaş sütunundaki rakamlardan her zaman daha küçük olması gerekir. Ölçü toleranslarını belirlerken gözönüne alacağımız noktalardan biriside budur. Daha iyi anlaşılması için aşağıdaki örneği inceleyelim.

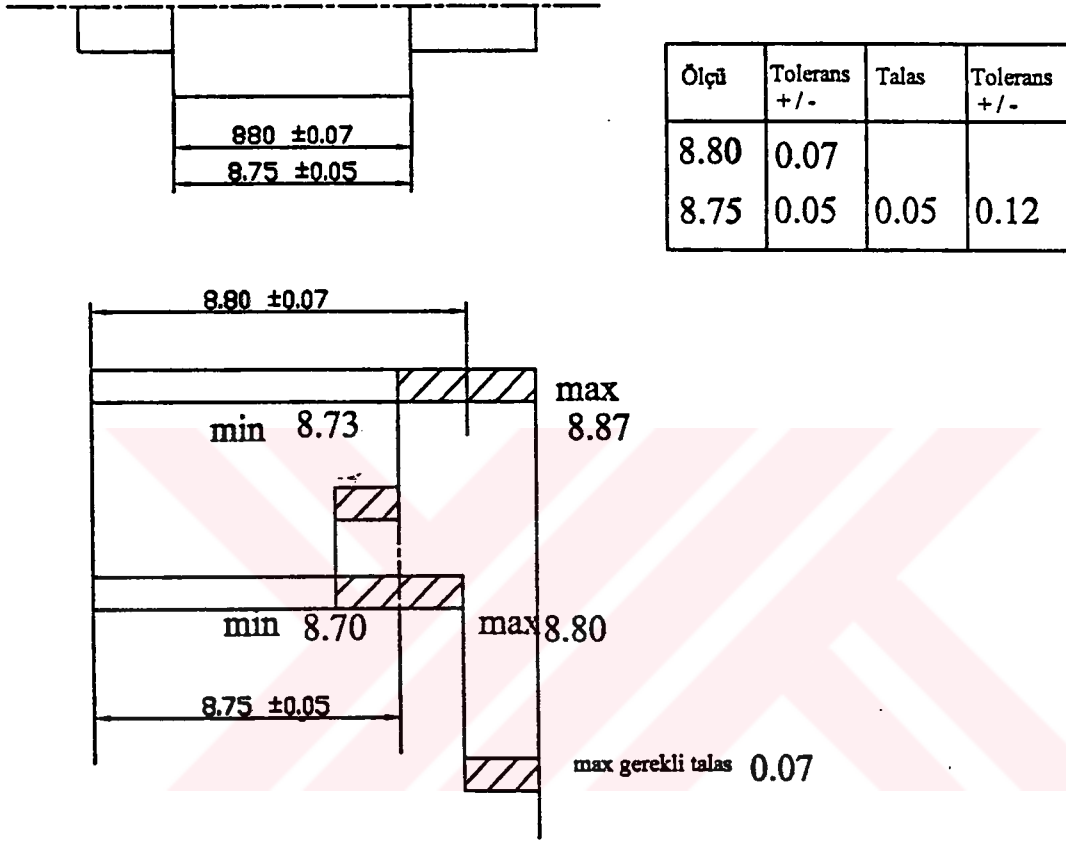
Talaş toleransları da aynı ölçü toleranslarını kontrol ederken yapıldığı gibi okları yukarı doğru takip ederek zincirin kapandığı noktayı bulmakla olur. Şekil 5.24'te 2 nolu ölçünün talaş toleransını hesap edelim.



Şekil 5.24 Talaş toleransı(Drozda, 1983).

2 nolu ölçünün işleme toleransı 0.01 dir. Parmaklarımızı okun her iki ucuna koyup yukarı çıkalım, sağ elimizin parmağı 1 nolu ölçünün okuna çarpar. Buradan geri döndüğümüzde zincir kapanır dolayısıyla bu ölçünün toleransıda 0.01 olduğundan $0.01 + 0.01 = 0.02$, 2 nolu

ölçünün talaş toleransı 0.02 olarak bulunur. Bunun anlamı burada max. 0.07 min 0.03 talaş olduğudur. Bu durum grafikte de gösterilmiştir. Dikkat edilirse talaşın toleransı talaştan daha küçüktür. Olması gerekende budur. Şimdi birde toleransın talaştan daha büyük olması durumunu Şekil 5.25 üzerinden inceleyelim.



Şekil 5.25 Talaş toleransının talaştan büyük olma durumu(Drozda, 1983).

Şekil 5.25'te 2 nolu ölçünün toleransı $0.05 + 0.07 = 0.12$ dir. Dolayısıyla talaş payı 0.05 toleransı ise 0.12 dir. Yani max talaş 0.17 min talaş ise -0.07 dir. Yani şekilde de görüleceği üzere 2 nolu ölçünün maksimumunu 1 nolu ölçünün minimumundan daha büyüktür. Bu tür talaş toleransı ancak olabilecek min talaş ve max gerekli talaş bilindiğinde ve kullanıcının kontrolünde izin verilebilir.

5.2.3.2 Tolerans Çizelgesinin Uygulanması

Tolerans çizelgesini oluşturmak için bir parçadan yararlanarak uygulamalı şekilde çizelgeyi oluşturalım. Örnek parça olarak TOFAŞ arabalarında kullanılan 1.28.101 sıra nolu prizdireği milini kullanacağız.

Şekil 5.26'dagörüldüğü gibi tolerans çizelgesinin üstteki boş kısmına prizdireğinin şekli ve brüt parça resimleri çizilmiştir. Daha sonra tolerans çizelgesine sokmayı düşündüğümüz bütün ölçülerin çizgilerini aşağıya uzatacağız. Burada tolerans çizelgesine sokmayı düşündüğümüz ölçülerden kastedilen şudur. Tolerans çizelgesine her ölçüyü sokmak mecburiyetinde değiliz; örneğin pahlar, kama kanalı eksen mesafeleri, punta yuvası ölçüleri (puntadan referans almıyorsak) yağlama delikleri mesafeleri gibi ölçüleride tolerans çizelgesine koyarsak gereksiz yere hem çizelgeyi uzatmış, hemde bütün bu ölçüler için aşağıya çizgi çekeceğimiz için çizelgeyi karmaşık bir hale sokmuş oluruz. Aslında bu ölçüleride koymak mümkündür, çizelgeyi hazırlayan kişinin insiyatifine kalmıştır. etapta artık operasyonlara göre parçayı nerden dayayıp nereyi işleyeceksek ve hangi ölçüleri vereceksek bu ölçülerin oklarını yerleştirmeye başlayacağız. Tabi bu safhaya geldiğimizde (Şekil 5.27) genel olarak parçanın operasyon sırasını tespit etmiş olmalıyız.

Örnekteki operasyon sırasını:

10 Sicmat : Boy tamamlama punta açma

20 Index : Arka kısmın tornalanması

30 Index : Kafa tarafının tornalanması

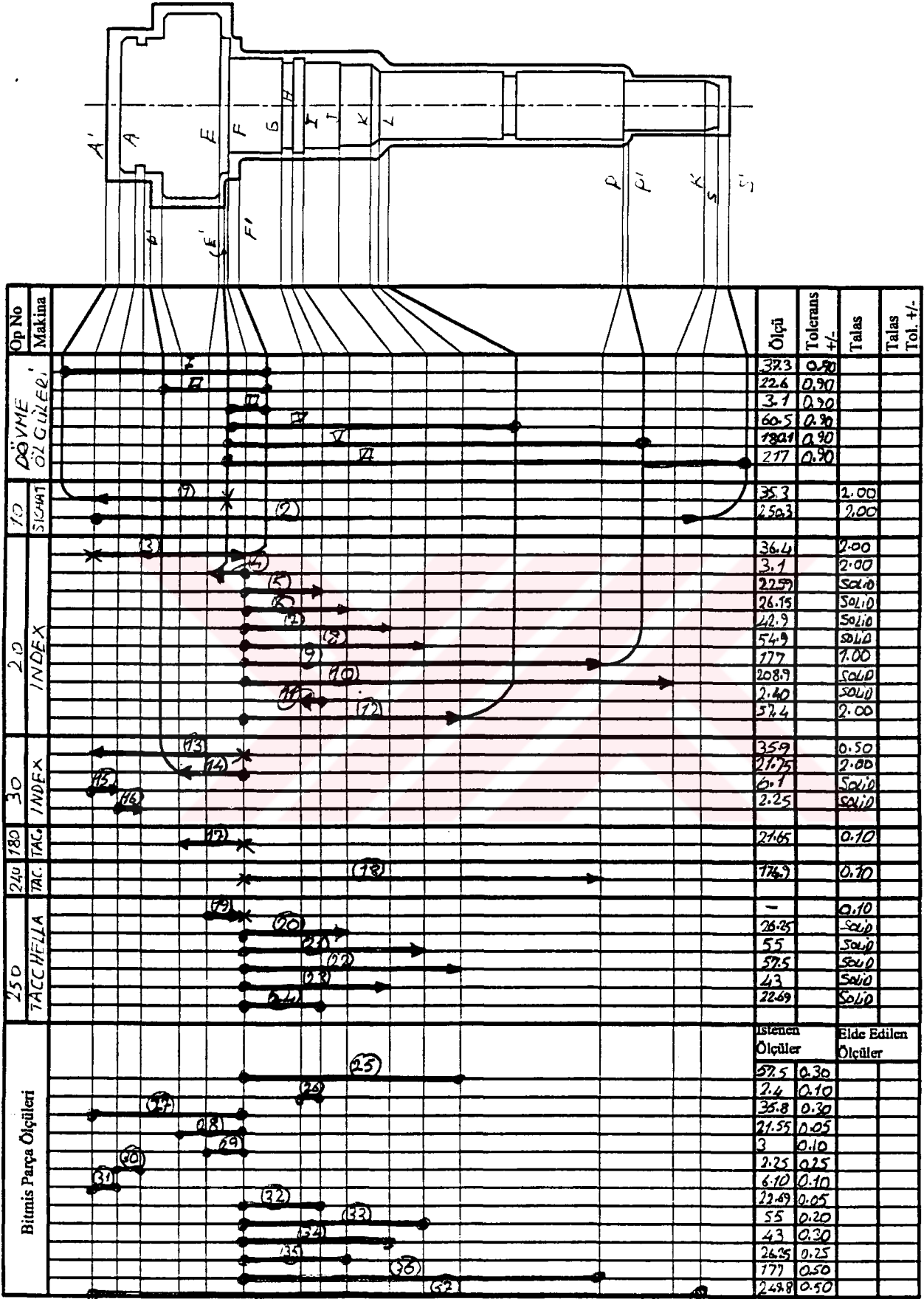
180 Tacchella : Çap ve alın taşlama

240 Tacchella : Arka alın ve form taşlama

olarak belirlemiş oluyoruz.

10. operasyonda prizdireğinin kafa tarafının arkasından dayama alıp her iki alın işlenecek ve punta açılacaktır. Bu yüzden E' brüt parça çizgisi üzerine (x) dayama işaretini koyuyoruz ve parçanın A' yüzeyinden talaş alıyoruz dolayısıyla A' artık A yüzeyi haline geliyor. Bu sebepten A yüzeyi üzerine ok işareti koyuyoruz ve 1 nolu ok meydana gelmiş oluyor. Daha sonra işlenecek yüzey S' yüzeyidir. Bu yüzey işlendikten sonra S yüzeyi haline gelmektedir. Ok işaretini S çizgisi üzerine koyduktan sonra bunun başlangıç yerini A yüzeyi üzerine götürüyoruz. Aslında burada başlangıç yerini yine E çizgisinden verebilirdik veya 1 nolu ölçüyü E-A arasına değil de E-S arasına koyup daha sonra S-A ölçüsünde verebilirdik. Bu tür değişiklikleri tüm okları yerleştirdikten sonra hangi solüsyon bizim için daha avantajlıysa ona göre değiştireceğiz.

Şimdi A-S okunu koyup 2 nolu ölçüyüde meydana getirdikten sonra bu operasyonda başka işlenecek yüzey olmadığı için ayırım çizgisini çekerek bu operasyonu kapatıyoruz.



Şekil 5.27 Tolerans çizelgesinde ölçülerin oluşturulması

20. operasyonda dayamayı A yüzeyinden aldığımız için (x) işaretini A çizgisi üzerine koyuyoruz. F' yüzeyinden talaş alarak F yüzeyini meydana getirdiğimizden F çizgisi üzerine oku yerleştiriyoruz ve 3 nolu ölçü meydana geliyor. Daha sonra E' yüzeyinden talaş alarak E yüzeyini elde ediyoruz. Okun ucu E de başlangıç noktası F de. Burada 4 ölçüsünün başlangıç yerini A yüzeyi üzerinden koyabilirdik. Daha sonra F yüzeyinden sırasıyla 5, 6, 7, 8, 9, 10, 12 ölçülerini veriyoruz. Burada dikkat etmemiz gereken nokta şudur: Eğer herhangi bir çizgiye yani parçanın herhangi bir kenarına bir okla gelmemişsek bu kenardan başka bir kenara ok çıkamayız.

Örnekte F yüzeyinden 5, 6, 7, 8, 9, 10 ölçülerini çıkabilmişiz zira bu yüzeye daha önce 3 ölçüsünün okuyla gelmişiz.

30. operasyonda F yüzeyinden dayanan parçanın A-A talaşı alınarak 13 nolu ölçü, D-D talaşı alınarak 14 nolu ölçü daha sonra ise 15 ve 16 nolu ölçüler meydana getirilmişlerdir.

180. operasyonda yine F yüzeyinden dayama alınarak D yüzeyi taşlanmıştır. Ve 17 nolu ölçü meydana gelmiştir.

240. operasyonda F yüzeyinden dayama alınarak P yüzeyi taşlanmış ve 18 nolu ölçü verilmiştir.

250. operasyonda yan Marposs vasıtası ile F yüzeyinden referans alınarak bu yüzey ve çap form olarak taşlanmaktadır. Bu sebepten (x) işaretini F yüzeyi üzerine koyup okuda yine bu yüzey üzerinde gösteriyoruz. Fakat burada ölçü vermeyip sadece alınan talaşı çizelgede gösteriyoruz. Daha sonra 20, 21, 22, 23 ölçülerini vermekteyiz. 24 nolu ölçü ise balans ölçü olarak meydana gelmektedir.

Şu ana kadar parçayı bitmiş hale getirecek olan işlemlere ait bütün oklar yerleştirilmiştir. Şimdi çizelgenin ilk sütunu olan ölçü kolonunu doldurmaya başlayalım. Bunun için en alt bölümdeki bitmiş parça ölçülerinden yukarı doğru çıkacağız. İlk önce 34 nolu 43 lük ölçüyü ele alalım. Bu ölçünün iki ucundan yukarı çıktığımızda ilk rastladığımız ok 23 nolu ölçüdür, yani 23 nolu ölçü 34 nolu ölçüyü elde etmek için yapılan son işlemdir. Bitmiş hal 43 olduğuna göre 23 nolu ölçüsünde 43 olması gerekmektedir. Bu yüzden 23 nolu ölçünün karşısına 43 yazıyoruz.

23 nolu ölçünün iki ucundan yukarı çıkıyoruz. Solda 19 nolu ölçünün oku var. Bu operasyon taşlama operasyonudur. Alın taşlamada 0.10 talaş aldığımızdan 19 nolu ölçünün talaş hanesine 0.10 yazıyoruz. Yukarı devam ettiğimizde rastladığımız ilk ok 20. operasyonda 7

nolu ölçünün okudur. Bu ölçünün $43 - 0.10 = 42.9$ olacağı aşıkardır. Bu yüzden 7 nolu ölçünün ölçü hanesine 42.9 yazıyoruz.

33 nolu ölçüyü ele alırsak yukarıya çıkışta ilk karşılaşılan ölçü 21 nolu ölçünün okudur, buda son işlemdir. Dolayısıyla 21 nolu ölçünün karşısına 55 yazıyoruz.yukarıya devam ettiğimizde 8 nolu ölçüye çarpıyoruz. Buda aynı 7 nolu ölçü gibi F yüzeyinden 0.10 talaş alındığı için 54.9 olur.

32 nolu ölçünün bitmiş hali 22.69 dur ve operasyon 250 de balans olarak meydana gelmektedir. Bu yüzden 24 nolu balans ölçünün ölçü hanesine 22.69 yazıyoruz. Çünkü başka operasyon yok. Yukarı çıktığımızda 5 nolu ölçüyle kapanmaktadır. 5 nolu ölçünün değeri $22.69 - 0.10 = 22.59$ olacaktır.

25 nolu 57.5 lik ölçünün son işlemi op 250 de 22 nolu ölçü ile verilmiştir . Bu yüzden 22 nolu ölçünün karşısına 57.5 yazılacaktır. Yukarıya çıkarsak bu ölçüyü etkileyen 19 nolu 0.10'luk taşlama ve 20. operasyonda 12 nolu ölçüdür. 12 nolu ölçünün karşısına $57.5 - 0.10 = 57.4$ yazacağız.

Aynı mantıkla diğer ölçüler aşağıdaki gibi doldurulacaktır.

35 nolu ölçü 26.25 için; op. 250'te 26.25 olacak. Op. 20 de 6 no ile $26.25 - 0.1 = 26.15$ olacak.

36 nolu ölçü 177 için; op. 240'ta 18 no ile $177 - 0.1 = 176.9$ olacak. Op. 30'da 14 nolu için $21.65 + 0.1 = 21.75$ olacaktır.

28 nolu ölçü için; op. 180'de 17 no ile $21.55 + 0.1 = 21.65$ olacak. Op. 30'da 14 nolu ölçü $21.65 + 0.1 = 21.75$ olacaktır.

30 nolu ölçü için; op. 30'da 16 nolu ölçü ile solid olarak 2.25'tir. Aynı şekilde 31 nolu ölçüde 15 no ile solid 6.1'dir.

27 nolu ölçü için; op. 30'da 13 no ile $35.8 + 0.1 = 35.9$ olacaktır.

26 nolu ölçü için; op. 20'de 11 no ile solid olarak 2.40 olacaktır.

29 nolu ölçü için; op. 20'de 4 no ile $3 + 0.1 = 3.1$ olacaktır.

3 nolu ölçüyü tespit ederken 30. operasyonda A alından 0.50 mm talaş almayı düşünerek (bu karar kendi tecrübelerimizle verilecek) $35.9 + 0.50 = 36.4$ olacaktır. Bu yüzden op. 20 de 3 nolu ölçünün karşısına 36.4 yazıyoruz.

2 nolu ölçünün bulunması: 2 nolu ölçü parçanın tam boy ölçüsüdür ve bitmiş halde aşağıda 37 nolu ölçü ile 249.8 olarak verilmiştir. 37 nolu ölçüyü yukarıya doğru takip edersek sol taraftan op. 30 da 13 nolu ölçünün okuna çarpıyoruz. Sağdanda op. 10 da 2 nolu ölçünün okuna çarpıyoruz. Op. 30 da 13 nolu ölçüde 0.50 mm talaş alıyorduk bu sebepten 2 nolu ölçü $249.8 + 0.50 = 250.3$ olacaktır.

1 nolu ölçünün bulunması: dikkat edilirse bu ölçü aşağıda bitmiş parça ölçüleri içinde yoktur. Bu yüzden bu ölçünün bitmiş halini 27 nolu ölçü – 29 nolu ölçü yani $35.8 - 3 = 32.8$ olarak buluyoruz, ve bunun yukarıya doğru takip edersek 30. operasyonda 13 nolu ölçünün okuna 20 op. da 4 nolu ölçünün okuna çarpıyoruz. 3 nolu ölçünün 36.4 ve 4 nolu ölçünün 3.1 olduğunu önceden tespit etmiştik. Bunların farkı 33.3 tür. Op 20 de E' yüzeyinden 2 mm talaş alınmış E yüzeyine gelinmiştir. Dolayısıyla 10. op. da 1 nolu ölçü $33.3 + 2 = 35.3$ olacaktır.

Böylelikle çizelgede ölçü ve talaş hanesi doldurulmuştur. Burada dövme yüzeyinden alınan talaşla 2 mm. finiş tornalama için 0.5 mm alın taşlama pasoları için 0.10 mm talaş öngörülmüştür. Fakat çizelgeyi yapan kişiler parçanın işleneceği tezgahlara göre bu pasoları tespit edebilirler. Örneğin torna pasoları 1.5 mm veya taşlama pasoları 0.10-0.15 arası alınabilir.

Brüt parça ölçülerinide dövme toleranslarını tespit ederek buluruz

Şimdi operasyonlarda verdiğimiz ölçülerin toleranslarını yani talaş toleranslarını tespit edeceğiz.

Operasyon toleranslarını o şekilde belirlememiz gerekirken sonuçta en alt bölümde yer alan bitmiş parça toleranslarına girebilmemiz gerekir. Operasyonlarda verilen toleransların bitmiş parça toleranslarını yakalayıp yakalayamadığı basit bir kontrol kuralı ile tespit edilmektedir. Gerçekte herhangi bir ölçüyü elde etmek için daha önceden bu ölçüyle ilgili verilmiş olan ölçülerin toleranslarının toplamı kontrol edilmektedir. Örnek olarak 37 nolu 249.8 ± 0.50 olan ölçüyü kontrol edelim. Bunun için şema üzerinde aşağıda belirtilen işlemleri yapalım. Ölçünün her iki ucuna parmağımızı koyup yukarı doğru bir oka çarpana kadar çıkalım. Kural: Nerde bir oka çarparsak o okun başlangıç noktasına gideceğiz ve öyle devam edeceğiz. 37 nolu ölçüyü yukarıya doğru takip edersek ilk önce sol elimizin parmağı Index de yapılan 30. op. nun 13 nolu 35.9 luk ölçünün okuna çarpar buradan F yüzeyinin üzerindeki (x) işaretine geliriz. Sağ elimizin parmağı hiçbir okla karşılaşmadan yukarı doğru çıkabilmektedir. Sol parmak bu sefer 20. op da 3 nolu 36.4 lük ölçünün okuna çarpar ve buradan A yüzeyindeki (x) işaretine döneriz. Daha yukarı ilerlersek bu sefer sağ elimizin parmağı 2 nolu 250.3 lük (10.

op) ölçünün okuna çarpar ve burdan geri dönersek sol elimizin parmağı ile çakışır ölçü bu noktada kapanmıştır.

Özet olarak 37 nolu ölçü 249.8 tam boy ölçüsü kapanana kadar 13 nolu ölçüye, 3 nolu ölçüye ve 2 nolu ölçüye çarpmıştır. Dolayısıyla 13, 3, 2 nolu ölçülere vermiş olduğumuz toleransların toplamı 249.8 lik ölçünün bitmiş toleransı olan ± 0.50 yi geçmemelidir. Fakat bu safhada çizelge üzerinde henüz ölçülerin toleranslarını yazmadığımızdan istenen toleransın içine girip girmediğimize bakamıyoruz.

Örneğimizde çıkış toleransı olarak bütün toleransları ± 0.10 olarak tespit edelim ve eğer bütün ölçülere ± 0.10 tolerans verirse sonuçta ne elde ederiz bunu inceleyelim.

Örneğin biraz evvelki 249.8 lik 37 nolu ölçüyü kontrol edersek daha önce belirtildiği gibi 13, 3 ve 2 nolu ölçüleri toleranslarının toplamı 0.30 olmaktadır. İstenen ölçü ise 0.50 olduğu için resmin istemiş olduğu toleransa rahatlıkla girebilmişiz demektir. Hatta bu üç ölçünün toleranslarını 0.16 ya kadar açabiliriz. Şimdi başka bir ölçüyü mesela 27 nolu 35.8 lik ölçüyü kontrol edelim. Yine 27 nolu ölçünün iki ucuna parmağımızı koyarak yukarı doğru takip edelim, sağ parmağımız Tacchella 250. op. da 19 nolu ölçünün okuna çarpar burada yan Marpossla referans alıp referans aldığımız yüzeyi taşıdığımızdan direkt olarak yukarı çıkıyoruz (tabi buradaki toleransı hesaba katacağız) yukarıya devam edersek sol parmağımız index 30. op . da 13 nolu ölçünün okuna çarpar geri dönersek zincir kapanır. Demekki 27 nolu ölçünün toleranslarına 19 ve 13 nolu ölçülerin toleransları etki ediyor.

Şimdi 28 nolu 21.55 lik ölçünün kontrolünü yapalım. Yukarı doğru çıktığımızda sağ el 19 nolu oka, sol el 17 nolu oka çarpar ve kapanır. 19 nolu ölçünün toleransı 0.15, 17 nolu ölçünün toleransı 0.10'dur. Dolayısıyla toplam tolerans 0.25 olmaktadır. Halbuki resim ± 0.05 tolerans istemektedir. Bu durumda iki ölçünün toleranslarını düşürmemiz gerekecektir. Zaten taşıma operasyonları için ± 0.10 epeyce geniş bir toleranstır. 0.05'lik toleransı ikiye bölerek 0.025 19 nolu ölçüye diğer 0.025 ise 17 nolu ölçüye verelim.

32 nolu 22.69'luk ölçüye bakalım. Bu ölçü 250. op. da balans ölçü olarak meydana gelmektedir (24). 22.69'un bitmiş toleransı ± 0.05 'tir. dolayısıyla 24 nolu ölçünün toleransı ± 0.05 olmalıdır. 24 nolu ölçüden yukarı doğru kontrolümüzü yaparsak 19 nolu ok ve 20. op. da 5 nolu ölçünün okuyla zincir kapanır. Demekki bu iki ölçünün toleransları toplamı 0.05 olmalıdır. 19 nolu ölçünün toleransını daha önceden 0.025 olarak saptamıştık. Demekki 5 nolu ölçünün toleransı mecburen 0.025 olacaktır. Bu yüzden 5 nolu 22.59'luk ölçüye ± 0.025 tolerans veriyoruz. 25 nolu ölçü 250. op. da 22 nolu ölçü olarak teşekkül eder. Bu yüzden \pm

0.10'nu ± 0.30 'a açabiliriz. Aynı mantıkla 34 nolu ölçü 43'lük ölçünün toleransında 250. op. da 23 nolu ölçüde ± 0.30 olarak verebiliriz.

33 nolu 55'lik ölçünün toleransı 250. op. da 21 nolu ölçü ile 0.20'ye açabiliriz. 35 nolu 26.25'lik ölçünün bitmiş toleransı ± 0.25 'tir. bu yüzden 250. op. da 15 ve 16 nolu ölçülerin toleranslarını 0.10 ve 0.25 olarak tespit edebiliriz.

Solid ölçülerin talaşı olmadığından talaş toleranslarında hesaplanmaz.

180. op da 17 nolu 21.65 lik ölçünün talaş toleransını hesap edelim. 17 nolu oktan yukarı çıkarsak yukarıda 14 nolu okla zincir kapanır. Dolayısıyla $0.025 + 0.10 = 0.125$ olarak 17 nolu ölçünün talaş toleransı belirlenir. Halbuki bu operasyonda (taşlamada) alınan talaş 0.10 dur. Yani tolerans talaştan daha fazladır. Bu durumda iki şey yapabiliriz.

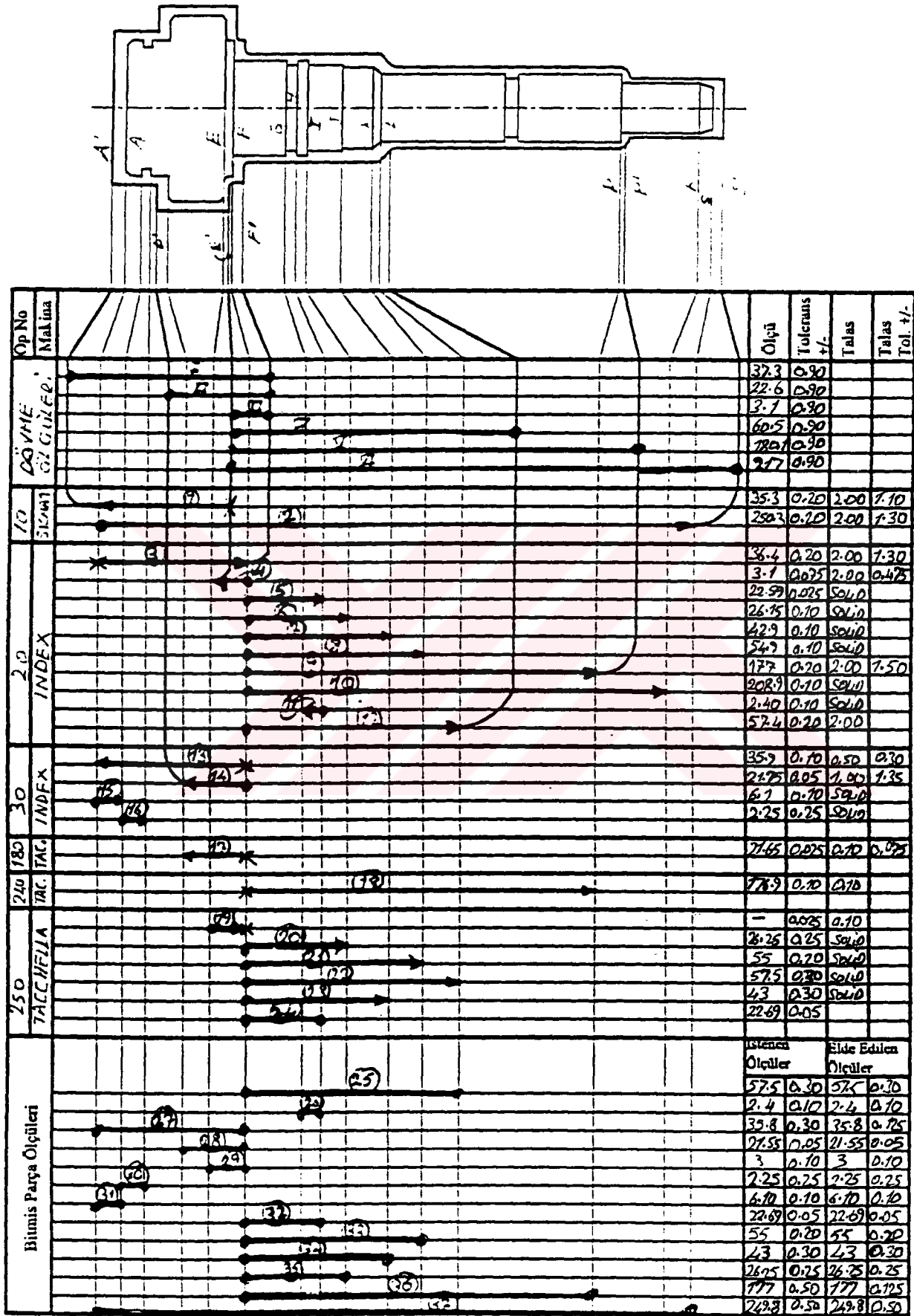
- 1- 180. op'daki taşlama payını 0.10 dan 0.15 e yükseltebiliriz. Böylelikle talaş payı toleransından 0.025 büyük olur.
- 2- Talaş toleransını meydana getiren 17 ve 14 nolu ölçülerin toleranslarını azaltabiliriz. 17 nolu ölçünün toleransı zaten ± 0.025 'tir yani azdır. 14 nolu ölçünün toleransı ± 0.10 dur bu toleransı ± 0.05 e düşürürsek 17 nolu ölçünün talaş toleransı $0.05 + 0.25 = \pm 0.075$ olur. Dolayısıyla 0.10 luk talaş payının altına düşeriz. Burada daha önce de belirttiğimiz gibi çizelgeyi yapan kişinin inisiyatifine bağlı olarak hem tolerans kısılabılır hemde taşlamadaki talaş payıda arttırılabilir.

13 nolu ölçünün talaş toleransı kendi toleransı ve 3 nolu ölçünün toleransıdır $0.10 + 0.10 = 0.20$ dir. 13 nolu ölçüdeki talaş payı 0.50 dir. Bu yüzden 3 nolu ölçünün toleransını ± 0.20 ye açsak talaş toleransı 0.30 olur. O halde 3 nolu ölçünün toleransını 0.20 ye açabiliriz.

Aynı mantıkla diğer ölçülerin talaş toleransları bulunup talaş toleransı hanesine yazılır ve talaş miktarı ile karşılaştırılarak kontrol edilir. Bitmiş toleransı dar olan parçalarda bazen toleranslar çok kısılması gerekebilir. Böyle durumlarda tolerans kısmadan önce okların yerlerini değiştirerek yeni alternatifler aramak gerekir. Amaç bir ölçünün kontrolünü yaparken zincir kapanana kadar mümkün olduğunca az oka çarpmaktır.

Çizelge bittikten sonra en alt bölümde bitmiş parça ölçülerinin yanına elde edilen ölçüler ve toleranslar yapıp bitmiş ölçülerle karşılaştırılarak son bir kontrol yapılır.

Artık parçanın operasyon sayfaları çizilip her operasyona çizelgede tespit edilen ölçüler ve



Şekil 5.28 Tolerans çizelgesi yardımı ile toleransların düzenlenmiş değerleri.

toleransları yazılır (5.28). daha sonra herhangi bir nedenle operasyonların birinde ölçü değişikliği yapılması gerekirse ilk önce çizelge üzerinde bu değişiklik yapılıp yapılan değişikliğin neleri etkileyip etkilemediği kolayca çizelge üzerinden görülebilir.

5.2.4 Yaklaşım Yoluyla Tolerans Analizi Yöntemi

Olasılık yaklaşımında, tolerans analizi uygun olma durumlarını yani verilen standart değişimler (toleranslar) içinde bulunma olasılığını hesaplamayı içerir. X in çeşitli ölçülerden oluşan herhangi bir vektör olduğu durumda, $F(X) \geq 0$ bir uygunluk koşulunu verdiğini varsayalım. Bu uygunluk durumunu sağlayacak olasılık, mesela $P(F(X) \geq 0)$, şu integrale açıklanabilir.

$$\int_{F(X) \geq 0} f(X) dX \quad (5.38)$$

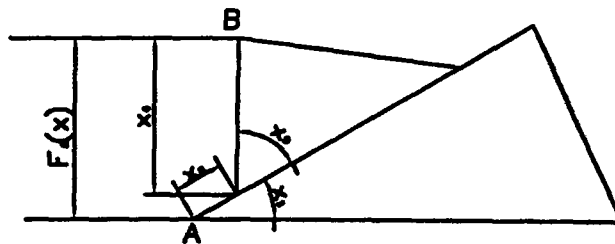
Burada $f(X)$, X için çok değişkenli olasılık yoğunluk fonksiyonudur (o.y.f). mühendislik çiziminde dikdörtgen şeklinde olmayan şekiller ve/veya açılı ölçüler varsa yığın durumu için olan $F(X)$ fonksiyonu lineer olmaz. Şekil 5.28'e baktığımızda A ve B noktaları arasındaki dik uzaklığın 5.200'den küçük olduğunu düşünelim. Burada yığın durumu $F_2 \geq 0$ şöyle olur:

$$F_2(X) = -x_2 \sin x_1 - x_4 \sin (x_1 + x_3) + 5.2000 \quad (5.39)$$

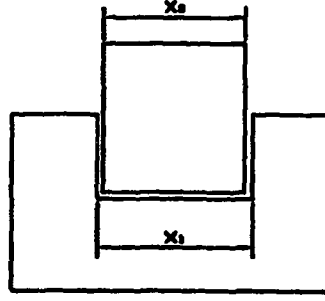
Lineer durumların sunumu ve işlenmesi basittir. Şekil 5.29'a baktığımızda iki parça arasındaki mesafenin 0.0001 den büyük olduğunu düşünelim. Yığın durumu $F_1(X) \geq 0$ ise:

$$F_1(X) = x_1 - x_2 - 0.0001 \quad (5.40)$$

Lineer denklemleri basit olarak ve lineer programlar ile rahatça çözebiliriz, lineer olmayan durumda basit bir tolerans dağılımı yapamayız.



Şekil 5.28 Lineer olmayan yığın durumu için örnek.



Şekil 5.29 Lineer yığın durumu için örnek.

Denklem 5.38'deki integrali $F(\mathbf{X})$ in değişikliklerinin bilgisine sahip olmadan hesaplamak için tolerans analizi için iki yöntem düşünebiliriz: simülasyon ve yaklaşım. Yaklaşım eğer sonuç olarak düzgün çözüm veriyorsa pratiktir. Burada, lineer olmayan uygunluk koşullarıyla kısıtlanmış çok değişkenli o.y.f. altındaki hacime konveks politop ile yaklaşılmaktadır.

5.2.4.1 Temel Kavramlar

Üretim prosesindeki rastgeleliği yakalamak için, rastgele $\mathbf{X} = (x_1, \dots, x_n)^T$ dizayn resmindeki n tane boyutu temsil eder. \mathbf{X} vektörü için $\bar{\mathbf{X}} = (\bar{x}_1, \dots, \bar{x}_n)^T$ ve $\Sigma = (\sigma_1, \dots, \sigma_n)^T$ ile belirtilen gerçek ve standart değişim vektörleri nominal ölçüler ve toleranslarla ilişkilidir.

Herbir ölçü değişkeni x_i işlenmesi sırasındaki küçük bağımsız değişkenlerden dolayı etkilendiği için normal dağılımı izler. bu yüzden simetrik tolerans limitleri arasındaki mesafe güvenlik mesafesi olarak düşünülür. x_i ölçüsü için güvenlik katsayısı γ_i olarak düşünülürse buna karşılık gelen güvenlik mesafesi $\bar{x}_i - \gamma_i \sigma_i \leq x_i \leq \bar{x}_i + \gamma_i \sigma_i$ ve toleransta $2\gamma_i \sigma_i$ olur. Bundan sonra tolerans standart değişim ve güvenlik katsayısı ile belirtilir.

n boyutlu alanda tolerans limitleriyle sınırlanan alan tolerans bölgesi R_T olarak adlandırılır. Ölçüler bu bölge içerisinde üretilmelidirler. İki ölçü için bu bölge Şekil 5.30(a)'da gösterilmiştir. Olasılığın doğasından dolayı, bu üretim hedefi güvenlik seviyesi ile gösterilebilir. mesela $\pm 3\sigma_i$ ölçülerin %99,73'ünün uygun olduğu güvenlik seviyesini belirtir. Güvenlik seviyesi α_i verilmişse güvenlik katsayısı γ_i , normal dağılım tablosundan ($\alpha_i = 1 - 2\Phi(-\gamma_i)$) direkt olarak alınabilir. Böylece toleranslar sadece standart değişimlere tanımlanır.

Yığın durumlarının verilmiş olduğunu düşünelim ve bunlar dizayn fonksiyonları $F_j(\mathbf{X})$, $1 \leq j \leq m$ eşitsizlikleri ile gösterilsin. Herbir eşitsizlik alanı güvenli bölge $R_S = \{ \mathbf{X} \mid F_j(\mathbf{X}) \geq 0 \}$ $j=1, \dots, m$ ve hata bölgesi $R_F = \{ \mathbf{X} \mid F_j(\mathbf{X}) < 0 \}$ $j=1, \dots, m$ için } olarak böler. Bu iki bölge

Şekil 5.30(b)'de gösterilmiştir. $F_j(\mathbf{X}) = 0$ ile belirtilen hiperyüzey limit hal yüzeyi olarak adlandırılır.

R_T ve R_S in kesişimi güvenilir bölge R_R olarak adlandırılır. Sembolik olarak, $R_R = \{ \mathbf{X} \mid R_T \cap R_S \} = \{ \mathbf{X} \mid [\bigcap_{i=1}^n (\bar{x}_i - \gamma_i \sigma_i \leq x_i \leq \bar{x}_i + \gamma_i \sigma_i)] \cap \{ F_1(\mathbf{X}) \geq 0, \dots, F_m(\mathbf{X}) \geq 0 \} \}$. Bu $m+2n$ fonksiyonlarıyla oluşur: m tanesi R_S için dizayn fonksiyonlarından ve $2n$ fonksiyonları da n ölçü için yüksek ve düşük tolerans limitlerinden meydana gelir. güvenilir bölge açıklamasını basitleştirmek için tolerans limitleri dizayn fonksiyonları olarak adlandırılacaktır. Ve $\bar{x}_i - \gamma_i \sigma_i \leq x_i \leq \bar{x}_i + \gamma_i \sigma_i$ iki ayrı dizayn fonksiyonu $x_i - \bar{x}_i + \gamma_i \sigma_i$ ve $\bar{x}_i + \gamma_i \sigma_i - x_i$ olarak ele alınacaktır. Şekil 5.30(a) ve (b)'deki R_T ve R_R için Şekil 5.30 (c)'de güvenilir bölge gösterilmiştir.

R_T , σ_i ile değiştiği için R_R de σ_i ye bağlıdır. Şekil 5.31 (a) aynı $P(R_T)$ 'ye sahip iki tolerans bölgesini göstermektedir. Bu iki bölge alan olarak değişiktir. Çünkü yoğunluk fonksiyonlarının standart değişimi farklıdır. fakat verilen yığın durumlarının yerleşimi için R_S aynıdır ve Şekil 5.31(b)'de gösterilmiştir. Önemli bir kavram olan verim, \mathbf{X} in R_R içinde bulunma olasılığı olarak hesaplanır (Lee ve Woo, 1990).

$$P(R_R) = \int_{\mathbf{X} \in R_R} \phi(\bar{\mathbf{X}}; \mathbf{V}) d\mathbf{X} \quad (5.41)$$

Bu olasılık, üretilen ölçülerin verilen yığın koşullarını sağladığı dereceyi gösterir. $P(R_R)$ verimi küçük toleransların verilmesiyle artar. Şekil 5.31(c) bu kavramı göstermektedir. Sağdaki soldakine göre daha küçük toleranslara sahip olduğundan daha yüksek verime sahiptir. Ama küçük toleranslar yüksek maliyetlere yol açar.

5.2.4.2 Tolerans Analizinin Basitleştirilmesi

Tolerans analizi, denklem 5.41'de verilen çok değişkenli normal o.y.f. $\phi(\bar{\mathbf{X}}; \mathbf{V})$ yi oluşturan tolerans (standart değişim) gurubundan verim $P(R_R)$ yi hesaplamaktır. İntegrasyon $m+2n$ fonksiyonlarıyla sınırlandırılan güvenilir bölge R_R yi içine alır. Tolerans sentezi için, tolerans analizi hızlı ve doğru olmalıdır.

Hız için, Şekil 5.32'de gösterilen R_R nin iki adımlı yaklaşımı ele alınmıştır: birincisi konveks politop ve ikincisi iç hiperküredir. $m+2n$ fonksiyonlarını $m+2n$ hiperdüzlemleri ve sonrasında tek yarıçapla değiştirmenin hesaplama avantajı belli olurken, lineer yaklaşımın içine alındığı

bölgeler olmayabilir. Doğruluk için, olasılık yoğunluk alanı muhafaza önemi Şekil 5.32 de sağ sütunda gösterilen şekillerde belirtildiği gibi alınmalıdır. R_R nin z_i ölçüleri olarak dönüştüğünü varsayalım ve z_i nin standart normal dağılımı izlediğini düşünelim. Şekil 5.33'e göre, lineerleştirme için d_1 ve d_2 mesafelerinde Z_1^* ve Z_2^* olarak iki genişleyen noktayı düşünelim. normallikten dolayı, en yoğun nokta orjinin etrafıdır. Bundan dolayı, yoğunluk mesafesinin karesiyle eksponansiyel olarak düşer. Demek ki orijine en yakın Z^* noktasını seçerek (Şekil 5.33(b)) hız ve doğruluk elde edilir.

Güvenilirlik indeksi β , orjinden standart sistem olarak adlandırılan bağımsız standardize koordinat sistemindeki dizayn fonksiyonu tarafından oluşturulan limit-durum yüzeyi arasındaki minimum mesafe olarak tanımlanır. Z^* noktasını dizayn noktamız olarak belirtebiliriz. dizayn noktasındaki lineerleştirme standart sistemdeki tanjant hiper düzlemi ile sağlanmıştır. Dizayn fonksiyonu $G(Z)$, böylece Z^* üstünde tanjant düzlemi $L(Z^*)$ ile lineerleştirilir ve benzer olarak R_F^* 'e R_F^* ile yaklaşabiliriz. Bundan sonra üzerinde duracağımız nokta $P(R_R)$ ve β arasındaki ilişkilerdir.

Şimdi tek dizayn fonksiyonlu basit durumu düşünelim. Standart sistemdeki rotasyonel simetriden dolayı, tanjant hiperdüzleminin bir tarafını kapsayan olasılık tek değişkenli normal dağılımdan hesaplanabilir. Böylece, yaklaşılan verim $P(R_R^*)$ sadece standart tablosuna bakılarak belirlenebilir.

Tek dizayn fonksiyonuna göre $P(R_R)$ için yaklaşım şöyle olur.

$$P(R_R) \approx \Phi(\beta) \quad (5.42)$$

Burada şunu unutmamalıyız; lineer dizayn fonksiyonu, için $P(R_R) = \Phi(\beta)$. Denlem (5.11)' in doğruluğu dizayn fonksiyonun eğriliğine bağlıdır. Dizayn noktasındaki eğriliğin yarıçapının olabildiğince uzun olması güvenilirlik indeksiyle karşılaştırılınca birçok pratik uygulamada doğru sonuçlar verdiğini göstermiştir.

Şimdi çoklu dizayn fonksiyonlarının genel durumunu düşünelim. lineerleştirmeden sonra yaklaşılan güvenilir bölge R_R^* her zaman konvekstir ve $P(R_R^*)$ ise aşağıdaki formülle göre elde edilir.

$$P(R_R) \approx P(R_R^*) = \int_{-\infty}^{\beta_1} \dots \int_{-\infty}^{\beta_n} \phi(0; C_M) dz_1 \dots dz_{m+2n} \quad (5.43)$$

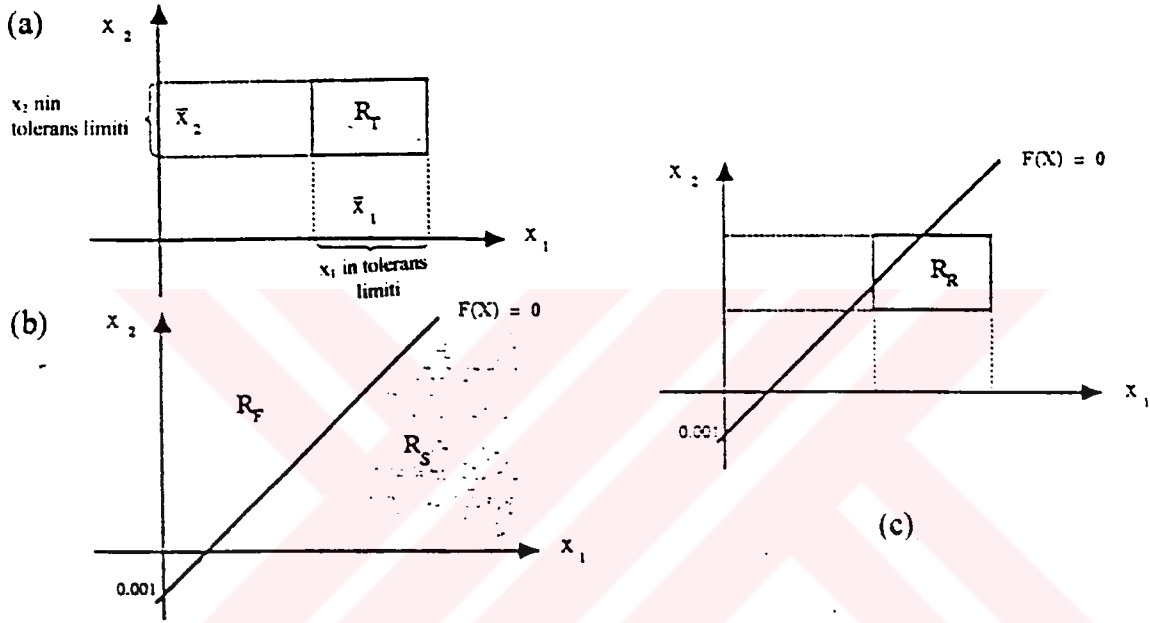
burada z_j nin korelasyon matrisi, C_M ile belirtilen güvenlik bölgelerinin korelasyon matrisidir. Sınırlar, eşitlik (5.43)'e göre C_M in genel bir hali için gerçekleştirilememesinden dolayı

gereklidir.

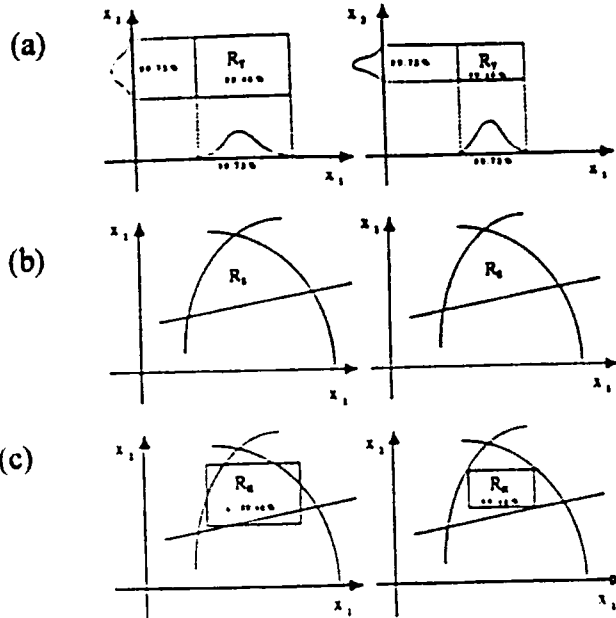
Konveks politop R_R^* yi kapsama olasılığı şöyle sınırlandırılır.

$$X_n^2((\min_{j=1}^{m+2n} \beta_j)^2) \leq P(R_R^*) \leq \min_{j=1}^{m+2n} [\phi(\beta_j)] \quad (5.44)$$

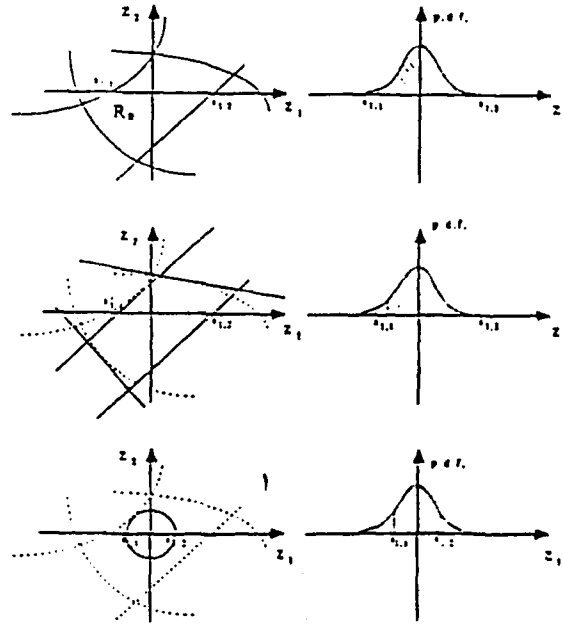
Bu izlenime göre B_j minimum yarıçapına sahip hiper küreye göre en düşük sınır R_R^* (ve R_R) içinde bulunur ve bu n boyutlu hiper küre ile kapsanan olasılık $X_n^2((\min_{j=1}^{m+2n} \beta_j)^2)$ 'dir. En yüksek sınır ise, kesişimin olasılığının bileşimin olasılığından küçük veya eşit olmasındandır.



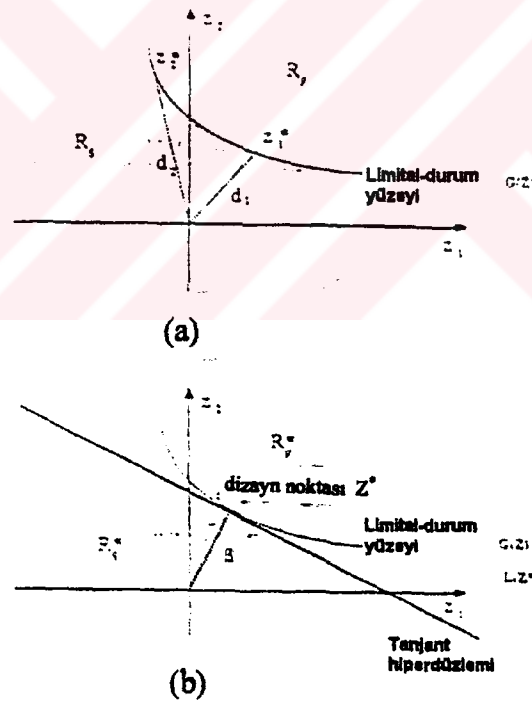
Şekil 5.30 Tolerans, güvenlik ve güvenilirlik bölgeleri (Lee ve Woo, 1990).



Şekil 5.31 Toleransın güvenilirlik bölgesine etkisi (Lee ve Woo, 1990).



Şekil 5.32 R_R yaklaşımı (Lee, 1986).



Şekil 5.33 Uzunluk boyutunda güvenilirlik indeksi (Lee ve Woo, 1990)

5.2.4.3 Formüllerin Oluşturulması

Tolerans sentezinin amacı toleransların üretim maliyetlerini $C(T)$ minimize ederek belirlemektir. Toleranslar t_j yığın koşullarını belirli bir olasılık seviyesi ile sağlamalıdır. yani verilen en düşük verim olan $1-\delta$ garanti altına alınmalıdır. şimdi problemi şöyle formülize

edebiliriz:

Min C(T)

$$P(R_R) \geq 1-\delta \text{ ye ba\u011flı olur.} \quad (5.45)$$

$t_i \geq 0 \quad i = 1, \dots, n$ için oldu\u011fu durumlarda

Tolerans t_i , standart de\u011fi\u015fim σ_i ile ili\u015ekli oldu\u011funda denklem (5.45) içinde b\u00fct\u00fcn parametrelerin rasgele de\u011fi\u015kenler ve bunların birinci ve ikinci momentleriyle tanımlandığı a\u015ağıdaki olasılık ve optimizasyon problemine d\u00f6n\u00fc\u015ft\u00fcr.

Min C(Σ)

$$\int_{X \in R_R} \phi(\bar{X}; V) dX \geq 1-\delta \text{ ye ba\u011flı olur} \quad (5.46)$$

$\sigma_i \geq 0 \quad i = 1, \dots, n$ için oldu\u011fu durumlarda.

Denklem (5.46)'daki kısıtlamada verimin hesabını i\u00e7erdi\u011finden form\u00fclasyon g\u00fcvenilirlik indeksi kullanılarak basitle\u015ftirilebilir. Bu basitle\u015ftirme denklem (5.46)'yı deterministik optimizasyon problemine d\u00f6n\u00fc\u015ft\u00fcr.

\u015imdi tek dizayn fonksiyonuna ba\u011flı olarak d\u00fc\u015f\u00fcnelim. denklem (5.44)'e g\u00f6re denklem (5.46) nın kısıtlayıcısı g\u00fcvenilirlik indeksinin β^* dan b\u00fcy\u00fck olması gereklili\u011fi \u015eklinde modifiye edilebilir. $\beta^*, 1-\delta = \Phi(\beta^*)$ e\u015itli\u011finden gelmektedir. O zaman fonksiyon \u015\u00f6yle olabilir:

Min C(Σ)

$\beta \geq \beta^*$ ba\u011flı olarak

$$1-\delta = \Phi(\beta^*) \quad (5.47)$$

Denklem (5.47) yi genel hal i\u00e7in d\u00fc\u015f\u00fcnebiliriz. Yani her $F_j(X)$, $1 \leq j \leq m+2n$ i\u00e7in verilen δ_j de\u011ferlerine sahip bir duruma denklem (5.41)'i uygulayalım.

B\u00fct\u00fcn δ_j ler e\u015itse yani, $\delta_j = \delta \quad 1 \leq j \leq m$ olursa b\u00fct\u00fcn uygunluk durumları en d\u00fc\u015f\u00fck olarak $1-\delta$ yi \u00fcst sınır olarak alabiliriz. Bu yakla\u015fım Program-1 olarak tanımlanırsa:

Min C(Σ)

$\beta_j \geq \beta^* \quad j = 1, \dots, m$ i\u00e7in ba\u011flı olarak

$$1-\delta = \Phi(\beta^*) \quad (5.48)$$

Burada, tolerans limitleri için kısıtlayıcılar, güvenlik katsayıları yerleştirildiğinde zaten düşünüldüklerinden dahil edilmemişlerdir. Yani, $m+1 \leq j \leq m+2n$ için, $\beta_j = \beta^* = \delta_j$. Program 1 istenen verim üst limitiyle sağlandığından en geniş aralıklı tolerans değerlerini vermektedir.

Şimdi en dar aralıkta tolerans değerleri veren Program-2 yaklaşımını düşünelim. $P(R_R)$ 'nin en düşük limiti konveks politop olan güvenilirlik bölgesi R_R^* de yaklaşılan en geniş hiperküre ile elde edilir. Bu yaklaşımı şöyle özetleyebiliriz:

Min $C(\Sigma)$

$\beta_j \geq \beta^* \quad j=1, \dots, m$ için

$$1-\delta = \chi_n^2(B^{*2}). \quad (5.49)$$

Bu iki yaklaşımdan $1-\delta$ verimini gösteren politop için tolerans limitleri şu şekilde elde edilir.

$$\sigma_{i,2} \leq \sigma_i \leq \sigma_{i,1} \quad 1 \leq i \leq n \quad (5.50)$$

Burada $\sigma_{i,1}$ ve $\sigma_{i,2}$ program-1 ve program-2'deki i ninci standart değişimlerdir.

σ_i yi seçebilmeye yardımcı olmak için program-1 in basit değişik bir hali olan program-1.5, $\Phi(\beta^*) = (1-\delta)^{1/m}$ eşitliğine dayanarak β^* in yerleştirilmesiyle ayrıca geliştirilebilir. Eğer dizayn fonksiyonları negatif olmayacak şekilde bağıntılandırılırsa Program-1,5'in özel bir anlamı olur, mesela C_M 'nin her elemanının negatif olmadığı durumlarda. Bu koşul altında denklem (5.37)'deki $P(R_R^*)$, dizayn fonksiyonları bağımsız olduğu zaman yaklaşılan verim olan

$\prod_{j=1}^{m+2n} \Phi(\beta_j)$ 'den daha büyük olmalıdır. yani başka bir deyişle:

$$\prod_{j=1}^{m+2n} \Phi(\beta_j) \leq P(R_R^*) \leq \min_{j=1}^{m+2n} [\Phi(\beta_j)]. \quad (5.51)$$

δ eşit olarak $(1-\delta)^{1/m}$ e göre m yığın koşullarına dağıtarak, denklem (5.49)'un alt ve üst sınırları $(1-\delta) \times P(R_T)$ ve $(1-\delta)^{1/m}$ şeklini alır.

6. SONUÇLAR

ISO'nun tanıtıldığı bu çalışmanın ilk kısmında, ISO'nun çalışma şekli, yapısı ve standartları nasıl ortaya çıkardığı hakkında bilgi sahibi olunmuştur. Daha sonra ISO'nun toleranslarla ilgili çıkardığı standartlar anlatılmıştır. Toleranslarla ilgili tanımlamalar kolay anlaşılacak şekilde düzenlenmiş ve toleranslarla ilgili standartların çıkarılışı, standart değerlerin ortaya çıkarılmasını sağlayan formüller açıklanmıştır. Mühendisin dizaynı yaparken belirlediği toleransları standartlara göre resimde gösterebilmesi için belirlenen kurallar anlatılmıştır. Bir sonraki aşamada parçanın üretimden sonra geometrik düzgünlüğünü sağlayan standartlarda verilen şekil ve konum toleransları kısaca açıklanmış ve bunların gösterimi hakkındaki semboller verilmiştir. Buraya kadar ISO tarafından tanımlanan toleranslara ilişkin standart sistemler açıklanmış ve incelenmiştir. Fakat mühendisin pratikte dizayn ve üretim sırasında tolerans belirlerken dikkat etmesi gereken bazı etkenler vardır. Bunlarda sonraki bölümde açıklanmış mühendise dizayn aşamasında tolerans belirlerken gözönünde bulundurması gereken faktörler ve düşünmesi ve uygulaması gereken esaslar açıklanmıştır.

Son kısımda belirlenen toleransların kontrol ve analizinin önemi konusuna değinilmiştir. Belirlenen toleransların kontrolü için gerekli pratik ve kullanışlı yöntemler ortaya konulmuştur. Toleranslar kaliteyi ve maliyeti etkileyen en önemli unsurdur. Bu yüzden toleransların seçimi kadar önemli olan toleransların kontrol ve analizi için ortaya konulan yöntemler ile mühendisin üretilecek parçanın istenen tolerans değerleri ve arzu edilen kalite değerleri için minimum maliyet ve hızlı üretim elde etmesi sağlanmıştır.

KAYNAKLAR

- Bengisu, Ö. (1978), "Makina Konstrüksiyonuna Giriş", Birsen Kitabevi Yayınları, İstanbul
- Drozda, T. J. (1983), "Tool and Manufacturing Engineer Handbook", Fourth Edition, Volume 1 Machining, America
- Fainguelernt, D ve Weill, R. ve Bourdet, P. (1986), "Computer Aided Tolerancing and Dimensioning in Process Planning", Annals of the CIRP, Volume 35
- Gerth, Richard J., (2000), "Minimum Cost Tolerancing Under Certain Cost Estimates", IIE Transactions, Volume 32
- Korugan, T. (1977), "Tolerans", Gölcük Tersanesi Komutanlığı Makina Teknik Yayınları, No: 2
- Lee, Woo-Jong ve Woo, T.C., (1990), "Tolerances: Their Analysis and Synthesis", Journal of Engineering for Industry, Volume 112
- Li, J.K. ve Zhang, C. (1989), "Operational Dimensions and Tolerances Calculation in CAPP Systems for Precision Manufacturing", Annals of the CIRP., Volume 38
- Okday, Ş. (1984), "Makina Elemanları- Altıncı Cilt", Kaya Matbaacılık, İkinci Baskı, İstanbul
- Roy, U. ve Fang, Ying-Che, (1997) "Optimal Tolerance Re-allocation for the Generative Process Sequence", IEE Transactions, Volume 29
- Solberg, R. (1987), "Operations Research", John Wiley & Sons, Second Edition, Canada
- TS 450, (1976), "Çizgisel ve açısal toleransların belirtilmesi", TSE, İkinci Baskı, Ankara
- TS 1304 ve ISO 1101, (1995), "Teknik Resim-Geometrik Toleranslar-Şekil, Doğrultu, Konum Ve Dönme Toleransları-Genel, Tarifler, Semboller Ve Resimler Üzerinde Gösterme", TSE, Ankara
- TS 1845-1 ve En 20286-1, (1996), "Toleranslar- Sınır Ölçüleri Ve Alıştırmalar İçin ISO sistemi-Bölüm1: Genel Kurallar-Toleranslar, Sapmalar Ve Alıştırmalar İçin", TSE, Ankara

İnternet Kaynakları:

www.iso.ch/ , (2001)

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	02.02.1977	
Doğum yeri	İnegöl/Bursa	
Lise	1987-1994	Bursa Özel Nilüfer Lisesi
Lisans	1994-1999	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	1999-2001	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Prog.
Çalıştığı Kurumlar		
	1999-2000	Senkron Ltd. Şti.

