


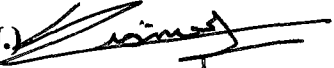




166637

**VİDALARIN TALAŞ KALDIRMA İLE İMALATINDA
İMAL FAKTÖRLERİNİN VİDANIN YORULMA
DAYANIMINA ETKİSİ**

**DOKTORA TEZİ
Y. Müh. Hamza Kemal AKYILDIZ
(503992009)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 4 Şubat 2005
Tezin Savunulduğu Tarih : 1 Haziran 2005**

Tez Danışmanı : Doç.Dr. Haydar LİVATYALI (İ.T.Ü.) 
Eşdanışman : Doç.Dr. Eldar FETULLAYEV (Erciyes Ü.) 
Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Barlas ERYÜREK (İ.T.Ü.) 
Doç.Dr. Sait YÜCENUR (İ.T.Ü.) 
Doç.Dr. F.Önder SÖNMEZ (Boğaziçi Ü.) 
Yrd.Doç.Dr. Muzaffer ERTEN (İ.T.Ü.) 
Yrd.Doç.Dr. İsmail LAZOĞLU (Koç Ü.) 

HAZİRAN 2005

ÖNSÖZ

Birlikte çalışmaya başladığımdan itibaren bana yön gösteren, çalışmalarım boyunca bana hep destek ve cesaret veren, tez çalışmamın deney düzeneğinin tasarımı ve imalında bizzat çalışan ve maddi-manevi hiçbir konuda yardımlarını esirgemeyen hocam Doç. Dr. Eldar FETULLAYEV'e teşekkür ederim ve hocam Doç. Dr. Haydar LİVATYALI'ya bilgi ve birikimini tez çalışmam boyunca esirgemeyerek beni yönlendirdiği için en içten teşekkürlerimi saygıyla sunarım.

Tezin deneysel kısmı ile ilgili deney düzeneğinin tasarımı aşamasında bilgi ve birikimini esirgemeyen beni yönlendiren değerli hocalarım Prof. Dr. Barlas ERYÜREK, Prof. Dr. Ahmet ARAN, Prof. Dr. Süleyman SARITAŞ, Doç. Dr. Sait YÜCENUR ve Doç. Dr. Fazıl Önder SÖNMEZ'e; doktora jurisine katılarak destek olan olan Y.Doç. Dr. Muzaffer ERTEN ve Y.Doc. Dr. İsmail LAZOGLU'na; tezin deneysel çalışma kısmında gerekli maddi desteğini esirgemeyen Sayın Prof. Dr. Recep KILIK'a ve Yrd. Doç. Dr. İlhami YİĞİT'e; tez çalışmam süresince bana içten davranan, desteklerini esirgemeyen Doç. Dr. Sabir HALİLOV, Mak. Yük. Müh. Mehmet BOZCA, Mak. Yük Müh Yusuf CUNEYDİOĞLU, Mak. Yük. Müh. Abdullah DOĞAN ve Teknik Öğr. Nuri GÜLBAHÇE'ye; mekanik deneylerin yapılmasında yardımlarını esirgemeyen Arş. Gör. Canan GÜLERYÜZ'e, yorulma makinesinin kaynak işlerini yapan Ziya İBİŞ'e teşekkür ederim.

Beni yetiştirip bu topluma kazandıran ve sabırla maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen anneme ve babama en içten saygı ve sevgilerimle, teşekkür ve şükranlarımı sunarım.

Deneysel çalışmalar sırasında gösterdiği sabırla beni yalnız bırakmayan eşime teşekkür ederim.

Şubat 2005

Hamza Kemal AKYILDIZ

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	vi
TABLO LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
SEMBOL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xix
SUMMARY	xx
1. GİRİŞ	1
1.1. Amaçlar	3
1.2. Yaklaşım	4
1.3. Tezin İçeriği	5
2. VIDALI ELEMANLARIN SINIFLANDIRILMASI KULLANIM ALANLARI ÇALIŞMA ŞARTLARI VE İMALAT TEKNOLOJİSİ	7
2.1. Vidaların Sınıflandırılması	7
2.2. Vidalı Birleşmelerde Çalışma Ortamlarında Oluşan Hasarlar	9
2.3. Hassas Vidalı Birleşmelerin Konstrüktif Elemanları	11
2.4. Talaş Kaldırma ile Vida Açma Teknolojisi	15
2.4.1. Torna tezgâhlarında vida açma	15
2.4.2. Form vida frezeleri ile freze tezgâhlarında vida açma	18
2.4.3. Vidaların diğer yöntemlerle açılması	19
2.5. Kalemle Vida Açmada Kullanılan İmalat Faktörleri ve Koşulları	20
2.6. Talaş Kaldırma Sisteminin Parçanın Yorulma Dayanımına Etkisi	24
2.6.1. Talaşın oluşma mekanizması	25
2.6.2. Takım aşınması	29
2.6.3. İmal edilen yüzey tabakasının oluşumu	29
2.6.4. İmal faktörlerinin yüzey sertleşmesi, artık gerilmeler ve pürüzlülüğe etkisi	34
2.6.4.1. Yüzeyin sertleşmesi	34
2.6.4.2. Artık gerilmeler	38
2.6.4.3. Talaş kaldırmada yüzey pürüzlülüğü	47
2.7. Talaş Kaldırmada Şekillendirmeye Harcanan Enerji	50
2.7.1. Kesme kuvvetlerinin dinamometre ile ölçümü	52
2.7.2. P, R ve temas kuvvetlerinin hesabı	54
2.7.2.1. Ampirik modeller	54
2.7.2.2. Analitik modeller	55
2.7.3. Talaşın sıkışma katsayısı K_a 'nın belirlenmesi	58
2.8. Yorulma Dayanımının Özellikleri ve Yorulma Deneylerinin Yapılışı	60

2.8.1. Yorulma dayanımı ile ilgili genel kavramlar	60
2.8.2. Yorulma ve çentikli numunelerle ilgili bazı tanımlamalar	62
2.8.3. Çentik duyarlılığı	64
2.8.4. Yorulma çentik ve teorik çentik katsayısı arasındaki ilişki	65
2.8.5. Yorulma dayanımına tesir eden faktörler	67
2.8.5.1. Yorulma dayanımına boyut etkisi	70
2.8.5.2. Yorulma dayanımına çentik etkisi	71
2.8.5.3. Yorulmaya v kanallı çentiklerde profil açısının etkisi	71
2.8.5.4. Çentik yüksekliğinin ve yarıçapının teorik çentik katsayısına etkisi	73
2.8.5.5. Hatvenin yorulma dayanımına etkisi	75
2.8.6. V Kanallı çentikler için yorulma çentik katsayısı K_f	75
2.9. Yorulma Dayanımına Etki Eden Diğer Faktörler	77
2.9.1. Yüzey pürüzlülüğünün yorulma dayanımına etkisi	78
2.9.2. Yüzey Sertleşmesinin yorulma dayanımına etkisi	79
2.9.3. Artık gerilmelerin yorulma dayanımına etkisi	82
2.10. Yorulma Dayanımının Belirlenmesi	85
2.10.1. Yorulma dayanımının hesabı	85
2.10.2. Yorulma dayanımının deneysel yöntemle belirlenmesi	88
2.10.2.1. Yorulma test cihazları	89
2.10.2.2. Yorulma Numuneleri	89
2.10.2.3. Numunenin seçimi	90
2.10.2.4. Numunelerin hazırlanması	92
2.11. Literatür Taraması Sonuçları ve Çözülmesi Gereken Problemler	94
3. ARAŞTIRMA YÖNTEMİ	97
3.1. Yorulma Test Cihazının Tasarım ve İmalatı	97
3.1.1. Yorulma test makinesi ve bu makinelerde kullanılan numuneler	98
3.1.2. Numunelerin malzeme seçimi ve imalatı	101
3.1.3. Yorulma test cihazının kalibrasyonu	105
3.2. Vida Açmada Kullanılan Torna Tezgâhının Hazırlanması ve Ayarlanması	108
3.2.1. Ana milin gerçek devir sayısının ve enine arabanın gerçek ilerlemesinin kontrolü	108
3.2.2. Torna tezgâhının elemanlarının hassaslığının belirlenmesi	110
3.2.3. Tezgâh-takım-parça-araç (TTPA) sisteminin rijitliğinin belirlenmesi	111
3.2.4. Vida takımının vida açmak için hazırlanması	119
3.2.5. Kesme kuvvetlerinin ölçümü	122
3.2.6. Vida profilinden kaldırılan talaş kalınlığının ölçümü	125
3.3. Deney Planı ve Prosedürü	127
3.3.1. Talaş kaldırma deney planı	128

3.3.2. Yorulma deney planı	129
4. TALAŞ KALDIRMA İLE VİDA AÇMADA KESME KUVVETLERİ VE ENERJİSİ	132
4.1. Vida Profilinden Kaldırılan Talaşın Kesit Alanlarının ve Takım Geometrisinin Analizi	132
4.1.1. Vida takımının negatif pahlı uç radyusu profili boyunca talaş açısının değişimi	134
4.1.2. Vida takımının uç radyusu profili boyunca serbest açının değişimi	136
4.1.3. Vida açmada diş yüksekliğine ile kayma açısının değişimi	139
4.2. Vida Açmada Kesme Kuvvetleri	141
4.2.1. Kesme hızının ve radyal ilerlemenin kesme kuvvetine etkisi	143
4.2.2. Takım aşınmasının kesme kuvvetine etkisi	144
4.3. Vida Açmada Talaş Sıkışma Katsayısı	145
4.3.1. Diş dibindeki sıkışma katsayısının diş yüksekliği ile değişimi	146
4.3.2. Radyal ilerlemenin vida diş dibindeki sıkışma katsayısına etkisi	147
4.3.3. Takım aşınmasının vida diş dibindeki sıkışma katsayısına etkisi	150
4.3.4. Kesme hızının ve radyal ilerlenenin vida diş dibindeki ve yanaklardaki talaşın sıkışma katsayısına etkisi	152
4.3.5. Radyal artırımı kesme şemasında diş dibindeki sıkışma katsayısı	153
4.4. Vida Açmada Kesme Kuvvetleri ve Enerjisinin Hesaplanması	154
4.4.1. Kesme kuvveti hesaplama yöntemi ve geçerliliği	154
4.4.2. Yorulma deneylerindeki imal faktörlerinde kesme enerjisi	157
5. TALAŞ KALDIRMA İLE AÇILMIŞ SİLİNDİRİK, ÇENTİKLİ VE VIDALI NUMUNELERİN YORULMA DENEYLERİ	161
5.1. Sürekli Mukavemet Sınırı ve Yorulma Çentik Katsayısının Belirlenmesi	162
5.1.1. Silindirik numunenin yorulma deneyleri	162
5.1.2. Çentikli numunenin yorulma deneyleri	163
5.2. Vidalı Numunelerde İmal Faktörlerinin Yorulma Dayanımına Etkisi	164
5.2.1. Vidalı numunelerde optimum imal faktörlerinde yorulma dayanımı	165
5.2.2. Vidalı numunelerde takım aşınmasının yorulma dayanımına etkisi	167
5.2.3. Vidalı numunelerde radyal ilerlemenin yorulma dayanımına etkisi	170
5.2.4. Vidalı numunelerde kesme hızının yorulma dayanımına etkisi	171
5.2.5. Vidalı numunelerde radyal artırımı profil şemasında kesmenin yorulma dayanımına etkisi	171
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	176
6.1. Sonuçlar	177
6.2. Bilime Katkıları	179
6.3. Öneriler	180
KAYNAKLAR	182

EKLER	191
EK - A	191
EK - B	196
EK - C	208
EK - D	214
EK - E	220
EK - F	228
ÖZGEÇMİŞ	231



KISALTMALAR

ABD	: Amerika Birleşik Devletleri.
AISI	: American Iron and Steel Institute
ANSI	: Amerikan National Standarts Institute
API	: American Petrollium Institute
ASA	: American Standards Assosiation
ASME	: American Society For Mechanical Engineers
ASTM	: American Society For Testing and Materials
BS	: British Standards
CBN	: Cubic Boron Nitride
CNC	: Computer Numerical Control
ISO	: International Organization For Standardization
PCBN	: Polycrystalline Cubic Boron Nitride
SAE	: Society of Automotive Engineers
TTPA	: Tezgah Takım Parça Araç
USA	: United States of America
UNC	: Unified Coarse (Kalın Diş)
UNF	: Unified Fine (İnce Diş)
UNEF	: Unified Extra Fine (Ekstra İnce Diş)
UNS	: Unified Special (Özel Diş)

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. Amerikan konik boru vidası toleransları (Sultanov, 1969).....	13
Tablo 2.2. Nipel-manşon vidalarının ölçü ve toleransları (API SPEC 7 Add 1, 2002)	13
Tablo 2.3. Vidalı birleştirme elemanlarının üretildiği malzemeler, üretildikleri ülkeler ve kimyasal bileşimleri (Sultanov, 1969).....	22
Tablo 2.4. Vidalı birleştirme elemanlarının üretildiği malzemeler, üretildikleri ülkeler ve mekanik özellikleri (Sultanov, 1969).	22
Tablo 2.5 Takım aşınmasının yüzey pürüzlülüğüne ve artık gerilmelere etkisi, AISI 52100 sertlik 62-63 HRC (Salah ve Lui, 2000).....	49
Tablo 2.6. Çevresel yarım daire çentikli yuvarlak çubukların eğme yorulma deneyi ile bulunan çentik duyarlılık katsayıları q değerleri (Tauscher, 1983)	65
Tablo 2.7. Şekil 2.65’de verilen geometriye ait teorik çentik katsayıları	74
Tablo 2.8. Yüzey pürüzlülüğü ve yorulma arasındaki ilişki, malzeme gerilme giderilmiş AISI 4140 (Novoviç ve diğ., 2004)	79
Tablo 2.9. Çeşitli yüzey işlemleri için yüzey faktörü için a, b değerleri (Shigley ve Mischke, 1989).	87
Tablo 3.1. Deneylerde kullanılan AISI 4340 çeliğinin kimyasal bileşimi.	105
Tablo 3.2. Deneylerde kullanılan AISI 4340 çeliğinin mekanik özellikleri.....	105
Tablo 3.3. Tezgâhın gösterge ve gerçek devir sayıları.....	109
Tablo 3.4. Tezgâhın gerçek radyal ilerleme değerlerinin belirlenmesi	109
Tablo 3.5. Tezgâhın kontrolü sırasında elde edilen hassasiyet değerleri	110
Tablo 3.6. Tezgâhın rijitlik değerleri.....	118
Tablo 3.7. Vida takımının geometrik kesme parametreleri.....	119
Tablo 4.1. Vida dişinin çeşitli kesitlerinde kaldırılan tabakanın teorik kalınlığı ve kalemin aynı kesitlerde geometrik parametreleri	139
Tablo 4.2. Yorulma deneylerinde araştırılan imal parametrelerindeki kesme kuvvetleri ve enerjisi	160
Tablo 5.1. AISI 4340 çelik malzemedeki mamul silindirik numunelerle yapılan deney sonuçlarının, çeşitli kaynaklarda verilen sonuçlarla karşılaştırılması	163
Tablo 5.2. Tezde elde edilen sonuçların teorik hesaplanması	164
Tablo 5.3. Yorulma deneylerinde araştırılan imal parametrelerindeki kesme kuvvetleri ve enerjileri	174
Tablo 5.4. Yorulma deneylerinde araştırılan imal parametrelerindeki kesme kuvvetleri ve enerjileri	175
Tablo B.1. Yorulma makinesinin özellikleri.....	203
Tablo B.2. R. R. Moore 4 noktadan dönel eğmeli yorulma test makinesinde kullanılan ağırlıklar ve istenilen gerilme değerini oluşturmak için bunların manivela kolu üzerindeki yerleri (Numune çapı 20 mm)....	206

Tablo B.3.	R. R. Moore 4 noktadan dönel eğmeli yorulma test makinesinde kullanılan ağırlıklar ve istenilen gerilme değerini oluşturmak için bunların manivela kolu üzerindeki yerleri (Numune çapı 16 mm)....	207
Tablo C.1.	$S_r=0,1$ mm için ilk 16 pasoda kaldırılan vida talaşının kesit alanları.....	212
Tablo C.2.	$S_r=0,05$ mm için ilk 50 pasoda kaldırılan vida talaşının kesit alanları.....	213
Tablo D.1.	Diş dibi kesit alanları	214
Tablo D.2.	Diş dibinde $H=0,254$ mm de hesaplanmış ve deneysel belirlenmiş kesme kuvvetleri	215
Tablo D.3.	$S_r = 0,1-0,05-0,025$ mm için sonuncu pasolarda vida talaşı diş dibi ve yan yüzeyi kesit alanları (Vida dişi yüksekliği $h=1,6$ mm) ...	217
Tablo D.4.	$S= 0,1-0,05-0,025$ mm için sonuncu pasolarda vida talaşı diş dibi ve yan yüzeylerinde hesaplanmış kesme kuvvetleri ve tüm vida talaşında deneysel belirlenmiş kesme kuvvetleri (Vida dişi yüksekliği $h=1,6$ mm).	219
Tablo E.1.	Sürekli mukavemet bölgesinde hasara uğramamış silindirik numuneler ve taşıdıkları gerilmelerin ortalama değeri ve standart sapması.....	220
Tablo E.2.	Sürekli mukavemet bölgesinde hasara uğramamış çentikli numuneler ve taşıdıkları gerilmelerin ortalama değeri ve standart sapması.....	221
Tablo E.3.	$V=88$ m/dk, $S_r=0,1$, Keskin takımla kesme sıvısı ortamında üretilmiş, sürekli mukavemet bölgesinde hasara uğramamış vidalı numunelerin taşıdıkları gerilmeler, bunların ortalama değeri ve standart sapması	222
Tablo E.4.	$V=88$ m/dk, $S_r=0,05$ için keskin takımla kesme sıvısı ortamında üretilmiş, sürekli mukavemet bölgesinde hasara uğramamış vidalı numunelerin taşıdıkları gerilmeler, bunların ortalama değeri ve standart sapması	223
Tablo E.5.	$V=44$ m/dk, $S_r=0,1$ mm için keskin takımla kesme sıvısı ortamında üretilmiş, sürekli mukavemet bölgesinde hasara uğramamış vidalı numunelerin taşıdıkları gerilmeler, bunların ortalama değeri ve standart sapması	224
Tablo E.6.	$V=88$ m/dk, $S_r=0,1$ mm için $Aşınma=0,3$ mm aşınmış takımla kesme sıvısı ortamında üretilmiş, sürekli mukavemet bölgesinde hasara uğramamış vidalı numunelerin taşıdıkları gerilmeler, bunların ortalama değeri ve standart sapması	225
Tablo E.7.	$V=88$ m/dk, $S_r=0,1$ mm için $Aşınma=0,6$ mm aşınmış takımla kesme sıvısı ortamında üretilmiş, sürekli mukavemet bölgesinde hasara uğramamış vidalı numunelerin taşıdıkları gerilmeler, bunların ortalama değeri ve standart sapması	226
Tablo E.8.	$V=88$ m/dk, $S_r=0,1$ mm keskin takımla kesme sıvısı ortamında radyal artırımlı profil şeması üretilmiş, sürekli mukavemet bölgesinde hasara uğramamış vidalı numunelerin taşıdıkları gerilmeler, bunların ortalama değeri ve standart sapması.....	227

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : Manşonla birleştirilmiş iki boru bağlantısı (Sultanov, 1969).....	9
Şekil 2.2 : Büyük çaplı birkaç borunun sökülüp takılması (Sultanov, 1969).1-Ağırlaştırılmış dipteki kazma borusu, 2- İç tarafından kalınlaştırılmış kazma borusu, 3-Boru manşonu, 4- Bağlantı Nipel, 5- Bağlantı manşonu, 6- Dışardan kalınlaştırılmış kazma borusu, 7- Manşon, 8- Nipele kaynak edilmiş kazma borusu, 9- Manşona kaynak edilmiş kazma borusu. a-Ağırlaştırılmış kazma boruları birleşmesi çifti, b- İçte kalınlaştırılmış kazma boru birleşmesi, c-Nipel ve manşonla birleştirilmiş kazma borusu, d-duvarı dışa kalınlaştırılmış kazma borusu birleşmesi, e- Muhtelif çaplı kazma borularının manşonla birleştirilmesi, f-Uçları kaynak edilmiş kazma borusu birleşmesini ifade etmektedir.	9
Şekil 2.3 : Sondaj kolonunun çalışma sırasında eğilmesi (Şerbuyuk ve Yakubovsky, 1974).....	10
Şekil 2.4 : Bir taraflı aşınmış manşonlar ve nipeller (Laçinyan ve Ugarov, 1975)	10
Şekil 2.5 : Nipel vidasında hasar oluşumu A-) Nipel-Manşon vida birleşmelerinde nipel boyunca çatlağın oluşma şeması B-) Nipel-manşon vidalarının dış dibinde çeşitli nedenlerle oluşan çatlak türleri (Laçinyan ve Ugarov, 1975).....	11
Şekil 2.6 : Vida kısmından kırılmış boru bağlantısı (Fetullayev, 1983)	11
Şekil 2.7 : Nipel-manşon bağlantılarında kullanılan bazı özel vida dış formları (Sultanov, 1969).....	12
Şekil 2.8 : Amerikan konik boru vidası (ANSI/ASME B. 1. 20. 1-1983).....	13
Şekil 2.9 : Nipel-manşon vidalarının özellikleri: A-Nipel-manşon vida boyutları B- Birleşme C- Dış toleransları).....	14
Şekil 2.10 : Vidaların vida kalemi ile açılması	16
Şekil 2.11 : Bir dişli vida kalemi (Fetullayev 1983)	16
Şekil 2.12 : Silindirik ve prizmatik vida tarafları	17
Şekil 2.13 : Prizmatik ve dairesel vida taraflarından oluşmuş vida başlığının şeması.....	17
Şekil 2.14 : Nipel vidasının planeter yöntemle bir dişli vida kalemlerinden oluşmuş başlıklarla açılması	18
Şekil 2.15 : Freze çakıları ile vida açma. A) Dış vidanın açılması. B)İç vidanın açılması.	19
Şekil 2.16 : Vidaların yan dişli freze çakısı ile imali.	19
Şekil 2.17 : Vidaların broşla açılması	20
Şekil 2.18 : Vidanın planya tezgâhında imali.....	20

Şekil 2.19	: Vida plakası mekanik tespit edilmiş API standartlarına göre nipel-manşon vidalarının açılmasında kullanılan vida klemi ve plaketi.....	21
Şekil 2.20	: Nipel-manşon vidalarının açılmasında en yaygın kullanılan kesme şemaları.....	21
Şekil 2.21	: Kesme hızına bağlı olarak bir kalem ile üretilen bağlantı nipel sayısı (Sultanov, 1969).....	23
Şekil 2.22	: Ortogonal kesmenin şeması	26
Şekil 2.23	: Etki açısı ile nispi kayma açısı arasındaki ilişki (Zorev, 1956).....	27
Şekil 2.24	: Talaş açısı γ ve kayma açısı ϕ arasındaki ilişki (Zorev, 1956).....	28
Şekil 2.25	: Kesme hızı ve kayma açısı arasındaki ilişki (Zorev, 1956)	28
Şekil 2.26	: Kayma gerilmesi ile kayma açısı arasındaki ilişki (Zorev, 1956).....	28
Şekil 2.27	: Temas alanları ve serbest yüzeyde oluşan kuvvetler (Zorev, 1969)	30
Şekil 2.28	: Takım ucundaki gerilmeler (Uteşev ve Senyukov,1972; Kufarev, 1957)	31
Şekil 2.29	: Talaş açısı ve talaş kalınlığının K_a 'ya etkisi (Rosenberg ve Yeromin, 1956)	32
Şekil 2.30	: Çeşitli mekanik özelliklere sahip malzemelerin talaş sıkışma katsayısının takımın serbest yüzeyindeki normal ve sürtünme kuvvetlerine etkisi (Poletika, 1964)	32
Şekil 2.31	: Talaşlı imalat sırasında vida dişi profili boyunca pekleşme derinliği ve pekleşme değerleri. Vida profili boyunca mikro sertlik değerleri, kg/mm ² (Memmedov ve Fetullayev , 1973b)	33
Şekil 2.32	: AISI 4340 Çeliğin işlenmesi sırasında yüzey tabakanın sertleşmesi.....	35
Şekil 2.33	: Tornalamada takım aşınmasının yüzey tabakanın sertliğine etkisi. Malzeme AISI 52100 çelik, Akma gerilmesi=1725 MPa, PCBN (BZN 8100) süper abrazif takım, V=106,7 m/dk (Salah ve Lui., 2000)	36
Şekil 2.34	: Yüzey tabakanın mikro serliği (taşlama ve tornalama) Kesme Hızı 200 m/dk, ilerleme 0,06 mm/devir, AISI 52100 malzeme, 62 HRC, Taşlama Hızı 23 m/s. (Alexandre ve Aspinwall, 1996)	36
Şekil 2.35	: Frezelemede kesme hızı ve ilerlemenin parça yüzey tabakasının sertliğine etkisi. Malzeme % 0,35 C'lu çelik, Sertlik 160 HV, Sert karbür uçlu freze takımı, diş sayısı 8, Serbest açı $\alpha = 6^\circ$, talaş açısı $\gamma = 0^\circ$, Kesme derinliği 0,5 mm, Takım çapı 100 mm (Bouzid ve diğ, 2001).....	37
Şekil 2.36	: Kesme hızının yüzey pürüzlülüğü Rz'ye, yüzeyin pekleşme derinliğine (h) ve yüzeyin sertleşmesi derecesine etkisi.....	38
Şekil 2.37	: A-İlerleme hareketi S (mm/devir), B-kesme hızı V (m/dk), C talaş açısı γ 'nın ($^\circ$) yüzey tabakadaki artık gerilmelerin maksimum değerine ve nüfuz etme derinliğine etkisi (Bobrov 1975)	39
Şekil 2.38	: Tipik bir tornalama işleminde teğetsel ve aksenal artık gerilme profilleri (kesme hızı V= 100 m/dk, ilerleme S = 0. 1 mm/devir, malzeme AISI 316L Cr -Ni- Mo'li çelik, Sertlik 170 HV, takım KC 950 (kaplanmış takım), talaş açısı $\gamma = 0^\circ$ serbest açı $\alpha = 5^\circ$) (Saobi ve diğ, 1999)	40

Şekil 2.39	: Tornalamada kesme hızının ve ilerlemenin artması ile artık gerilmelerin etkilediği derinliğin değişmesi (Malzeme AISI 316L, Cr, Ni, Mo alaşımlı çelik, sertlik, 170 HV takım KC950 (kaplanmış takım), 0° talaş açısı, 5° serbest açısı, kesme Hızı 125 m/dk) (Sauobi ve diğ., 1999).....	41
Şekil 2.40	: Artık gerilmelere takım aşınmasının ve kesme hızının etkisi (teğetsel gerilmeler) K8 Volfram karbür takım, Malzeme %18 Ni alaşımlı çelik, 10° talaş açısı, 5° serbest açısı, işparçası sertliği 28 HRC, kuru ortogonal işleme (Shaik ve Bailey, 1986).	42
Şekil 2.41	: Tornalamada artık gerilmelere takım aşınmasının etkisi ve taşlamada artık gerilmeler (Alexandre ve Aspinwall, 1996).....	43
Şekil 2.42	: Tornalamada takım aşınmasının artık gerilmelere etkisi. Malzeme AISI 52100 çelik, sertlik 62-63 HRC, kesme hızı 106 m/dk (Salah ve Lui, 2000).....	43
Şekil 2.43	: İzotermik ısı işlem sonrası frezeleme sonucunda yüzeyde oluşan artık gerilmeler. 1-20°C (2-2, 5 saat); 2 -800°C (2 saat); 3-800°C (25 saat); 4- 800°C (100 saat); 5- 875°C (2 saat); 6-875°C (25 saat); 7- 950°C (2 saat); (Podzey ve diğ., 1973).....	44
Şekil 2.44	: Dikey alın frezeleme sonucunda artık gerilmelerin derinliğe bağlı olarak değişimi. IMI 834 Titanyum alaşımı, kesme hızı 11 m/dk, besleme 0,056 mm/diş/ devir, kesme derinliği 0,25 mm (Sridhar ve diğ., 2003)	44
Şekil 2.45	: Cr, Ni, Mo ve Ti alaşımlı malzemenin enine (A-B) ve boyuna (C-D) taşlanması sonucunda yüzeyde oluşmuş artık gerilmeler. (Podzey ve diğ., 1973; Sulima ve Yevstigneyev, 1974)	45
Şekil 2.46	: Frezelemede Kesme hızı ve ilerlemenin artık gerilmelere etkisi. Malzeme %0,35 C'lu çelik, Sertlik 160HV, Sert karbür uçlu freze takımı, diş sayısı 8, Serbest açısı $\alpha = 6^\circ$, talaş açısı $\gamma = 0^\circ$, Kesme derinliği 0,5 mm, Takım çapı 100 mm (Bouzid ve diğ., 2001).....	46
Şekil 2.47	: Kesme hızının vida diş dibinde vida eksenine paralel ve teğetsel yöndeki artık gerilmelere etkisi 1- Kesme hızı $V=0$, 97 m/sn, 2- Kesme hızı $V=1$, 53 m/sn, 3-Kesme hızı $V=2$, 43 m/sn, 4- Kesme hızı $V=1$, 53 m/sn kesme sıvısı yok (Sadece 4'te), Diğerlerinde kesme sıvısı var. Malzeme 4340 (40XH), Malzeme sertliği 280-300 HB, sert karbür takım, uç yarıçapı $r = 0,508$ mm, radyal ilerleme 0,1; 0,01 mm, kesme sıvısı %10 bor yağı çözeltisi (Memmedov ve diğ., 1977; Memmedov ve Fetullayev, 1978; Fetullayev, 1983).....	47
Şekil 2.48	: Kesme hızının yüzey pürüzlülüğüne etkisi CBN 1 $f = 0,1$ mm/devir, $a = 0,1$ mm, malzeme % 0,5 C'li çelik, sertlik 40-45 HRC (Chen, 2000).....	48
Şekil 2.49	: İlerlemenin yüzey pürüzlülüğüne etkisi malzeme % 0,5 C'li çelik, sertlik 40-45 HRC (Chen, 2000)	49
Şekil 2.50	: Takım aşınmasının yüzey pürüzlülüğüne etkisi.....	50
Şekil 2.51	: Talaş kaldırma sürecinde takımın talaş ve serbest yüzeylerindeki dik ve sürtünme kuvvetleri ve talaş kaldırma kuvveti R arasındaki ilişkilerin şeması	52
Şekil 2.52	: Kaldırılan tabakanın çeşitli (a) kalınlıklarında takımın serbest yüzeyinde normal (σ_s) ve teğetsel (τ_s) gerilmelerin temas alanı boyunca dağılımı (Poletika, 1969).....	53

Şekil 2.53	: $P_z=f_1a$, $P_y=f_2a$ kuvvetlerinin $a=0$ kalınlığına ekstrapolasyon ile F_1 , N_1 kuvvetlerinin bulunması	54
Şekil 2.54	: Mekanik deneylerde ve talaş kaldırmada kayma deformasyonunun kayma gerilmesi ile karşılaştırılması (kesme derinliği $t=4$ mm, kesme hızı $v =12-200$ m/dk) 1-St 60; 2-%0,8 C'lu çelik; 3- %1,2 C'lu çelik; 4- 18XHB çelik (Zorev, 1956).....	57
Şekil 2.55	: K_L 'nin bulunması için kaldırılan tabakanın uzunluğu (L) ve kaldırılan talaş uzunluğunun (L_1) ölçülme şeması.....	59
Şekil 2.56	: Yorulmada zorlama türleri.....	61
Şekil 2.57	: Wöhler diyagramı	62
Şekil 2.58	: Tekrarlı eğme ve çekme basma yükleri altındaki çelikler ve hafif alüminyum alaşımı T 2024 için çentik duyarlılık katsayısı. Daha büyük çentik çapı için 4 mm değeri alınabilir (Shigley ve Mischke, 1989).....	64
Şekil 2.59	: Teorik çentik katsayısı ve yorulma çentik katsayısı	66
Şekil 2.60	: Yorulma dayanımına boyut etkisi (Heywood, 1962)	70
Şekil 2.61	: Çentikli parçalarda boyut etkisi (Tauscher, 1983).....	71
Şekil 2.62	: Çentik geometrisinin yorulma dayanımına etkisi (Almen ve Black, 1963).....	72
Şekil 2.63	: Neuber çevresel v kanallı çentik için eğilmede teorik çentik katsayısı (Neuber, 1958)	73
Şekil 2.64	: Peterson'un (1951) çevresel yuvarlak çentikli dairesel çubukların eğilmede teorik çentik katsayısı	74
Şekil 2.65	: Vida diş formuna benzer çentiğin teorik çentik katsayısı (Kudraçev, 1967)	74
Şekil 2.66	: Birger ve Iosileviç'in vida için verdiği teorik çentik katsayısı 1- İşçi dişler (yük taşıyan), 2- Boş dişler.....	75
Şekil 2.67	: İnce ve kaba tornalanmış 1.5 inç çapındaki numunelerin yorulma dayanımları, malzeme SAE 1045 sıcak haddelenmiş, ısıtılmış işlem görmemiş (Horger ve Neifert, 1952).....	80
Şekil 2.68	: Tornalamada çeliğin yüzeyinin pekleşme derinliğinin (a) ve pekleşme derecesinin (b) yorulma dayanımına etkisi (Matalin, 1977).....	80
Şekil 2.69	: Master diyagramı özellikleri	81
Şekil 2.70	: Numunenin enine ve boyuna işlenmesi sonucu işleme yönüne paralel ve dik yöndeki artık gerilmeler, malzeme AISI 4340, sertlik 54 HRC. (Matsumoto ve diğ.,1991)	83
Şekil 2.71	: Talaş kaldırma işleminin 54 HRC sertlikte AISI 4340 düzlemsel çelik numunenin (5,69mmx12.7 mm dikdörtgen kesitli) çekme basma yorulma dayanımına etkisi (Matsumoto ve diğ, 1991)	84
Şekil 2.72	: Artık gerilmelerin dişlilerin yorulma ömrüne etkisi. Malzeme 20MnCr5 çelik, sertlik 700Hv, Gerilme oranı $R=0,05; \%100$ Karbürlenmiş numune dayanımı (Shaw ve diğ, 2003).....	84
Şekil 2.73	: Artık gerilmelerin numunenin eğme yorulma dayanımına etkisi (Matalin, 1977).....	85
Şekil 2.74	: Tipik ASTM dönel eğmeli yorulma numunesi (Swanson, 1974)	90
Şekil 2.75	: Ankastre tip yorulma numunesi (Ölçüler mm)	90
Şekil 3.1	: R. R. Moore tipi dört noktadan dönel eğmeli yorulma makinesinin kuvvet ve moment şeması	98

Şekil 3.2	: R. R. Moore tipi 4 noktadan dönel eğmeli yorulma test makinesi prensip şeması. 1- Numune, 2- Sabit döner gövde, 3- Hareketli döner gövde, 4-Yük manivelası, 5-Ağırlıklar, 6-Sabit mesnet, 7- Hareketli döner yatak, 8-Sabit döner yatak, 9- Elektrik motoru.....	98
Şekil 3.3	: Tasarlanan yorulma test makinesinin montaj resmi 1-Elektrik Motoru, 2-Kayış, 3-Esnek Kaplin, 4- Sabit oynar yataklı gövde, 5- Hareketli yataklı gövde, 6 ve 7 MK 4 Pensli Tutucular, 8- Sabit döner yatak, 9- Hareketli döner yatak, 10- Elektrik motorunu kapatan kontaktör, 11- Yük dağıtıcı, 12-Yük manivelası, 13- Ağırlıklar, 14- Sayaç sensörü, 15- Masa, 16- Devir sayacı, 17- Elektrik panosu	100
Şekil 3.4	: Yorulma test makinesinin B-B Kesiti	101
Şekil 3.5	: Yorulma test makinesinin önden görünüşü.....	101
Şekil 3.6	: Çalışmalar sırasında test edilmiş çeşitli vidalı numuneler	103
Şekil 3.7	: Denemeler sırasında vidalı kısımlar haricindeki bölgelerden kırılan numuneler	103
Şekil 3.8	: Deneylede kullanılan vidalı numune	104
Şekil 3.9	: Çentikli (üst) ve silindirik (alt) numunelerin teknik resimleri	104
Şekil 3.10	: Deneylede kullanılan silindirik ve çentikli numuneler	105
Şekil 3.11	: Yorulma test cihazı kalibrasyon sisteminin şeması 1- Dinamometre, 2-Kalibrasyon numunesi, 3-Mekanik komparatör, 4-Sabit mesnet, 5- Sabit döner yatak, 6-Hareketli döner gövde, 7- Dinamometre yük uygulama aparatı, 8- Makine yük mekanizması, 9- Sabit döner yatak, 10- Hareketli döner yatak	106
Şekil 3.12	: Kalibrasyon aparatının montaj sonrası hali.....	106
Şekil 3.13	: Yük mekanizması ve kalibrasyon aparatı ile oluşturulan kuvvet-numune sehimi eğrileri.....	107
Şekil 3.14	: Kalibrasyondan sonra kalibrasyon aparatı (dinamometre) ve yorulma makinesinin yük mekanizması ile elde edilen yük-numune sehimi eğrilerinin durumu.	108
Şekil 3.15	: Takometre ile devir ölçüm şeması	109
Şekil 3.16	: Vida mili yataklama şeması	112
Şekil 3.17	: Vida milinin yataklanması	113
Şekil 3.18	: Tezgâh-Takım-İş parçası-Araç Sisteminin (TTPA) rijitlik ölçüm şeması.....	113
Şekil 3.19	: Tezgâhın rijitliğini belirlemek için gerekli sistemin tezgâh üzerine kurulması.....	114
Şekil 3.20	: Takım ve iş parçasının yer değiştirme durumları.....	117
Şekil 3.21	: Dinamometrenin TTPA sistemine yerleştirilmesi.....	118
Şekil 3.22	: Artan kuvvete bağlı olarak takımın iş parçasından toplam uzaklaşma miktarı	118
Şekil 3.23	: Vida takımının resmi (Kesici plaketi mekanik tespit edilmiştir.)	119
Şekil 3.24	: Takımın kalemlikte ve dinamometredeki konumu	120
Şekil 3.25	: Diş dibi ve yan yüzeyden talaş kaldırmada kullanılan plaket	120
Şekil 3.26	: Diş dibi ve yan yüzeylerden talaş kaldırma takımları.....	121
Şekil 3.27	: Vidanın bir yanak yüzeyinden ve diş dibinden beraber kaldırılmış talaş	121
Şekil 3.28	: Vida takımının serbest yüzey boyunca aşınması	121
Şekil 3.29	: Takım aşınmasını ölçmek için kullanılan Brinell büyüteci	122

Şekil 3.30	: Vida açmada kullanılan bir bileşenli mekanik konstrüksiyonlu dinamometrenin üç boyutlu görünüşü.....	123
Şekil 3.31	: $V= 88$ m/dk'da $S_r=0,1$ mm/devir, 12 pasoda açılan vida paso sayısının artması ile kesme kuvvetinin artması.....	123
Şekil 3.32	: Vida açmada bir bileşenli dinamometre ile paso sayısına bağlı olarak F_z (P_z) değerlerinin Kistler marka dinamometre ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılması belirlenmesi	123
Şekil 3.33	: Dinamometrenin vida açarken resmi	124
Şekil 3.34	: Dinamometrenin kalibrasyonu	124
Şekil 3.35	: Dinamometre kalibrasyon eğrisi	124
Şekil 3.36	: Birinci pasoda A) orta pasoların birinde B) sonuncu pasolarda C) profil şeması ile vida açmada kaldırılmış talaşın kesit alanı resimleri	125
Şekil 3.37	: Paso sayısı i 'ye göre talaş kaldırma yöntemi ile vida açmada vida takımının yan yüzeylerinde (I) ve ucunda (II) analitik modelleme yöntemi ile elde edilen sıcaklık değerlerinin, doğal termokupl yöntemi ile elde edilmiş ortalama sıcaklık değerleri ile karşılaştırılması (Podlesova, 1970).	125
Şekil 3.38	: Her pasodan sonra vida diş dibi çapının ölçüldüğü vida mikrometresi	126
Şekil 3.39	: Vida talaş kesiti numuneleri kalıplarının görünüşü	127
Şekil 3.40	: Vida talaş kalınlığının diş dibinde ve yanaklarda ölçümü	127
Şekil 4.1	: Kaldırılan vida talaşının kesit alanının vida profili boyunca değişimi.....	133
Şekil 4.2	: Vida profili boyunca talaş açısının değişimi.....	135
Şekil 4.3	: Vida takımının profili boyunca takımın serbest açısının değişimi. ...	137
Şekil 4.4	: Vida diş yüksekliğinin artması ile kayma açısının değişimi.....	141
Şekil 4.5	: Vidada kaldırılan talaşın paso sayısı ile kesme kuvvetinin değişiminin deneysel ölçüm sonuçları ($V=88$ m/dk, $S_r=0,1$ mm, keskin takım, %10 bor yağı)	143
Şekil 4.6	: Deneysel belirlenmiş kesme hızının diş dibindeki kesme kuvvetlerine etkisi ($H=0,25$ mm).....	144
Şekil 4.7	: Deneysel belirlenmiş, $V= 88$ m/dk kesme hızında takım aşınmasının 3 farklı radyal ilerleme değerinde kesme kuvvetlerine etkisi ($H=0,25$ mm).....	145
Şekil 4.8	: $V=88$ m/dk, $S_r=0,1$ mm'de açılan vidanın paso sayısının (diş yüksekliğinin) artması ile talaş sıkışma katsayısı K_a 'nın değişimi. ...	147
Şekil 4.9	: A- Profil şeması ile vida açmada vida profilinden sonuncu pasoda kaldırılan talaşın kesit alanı. B- Yan yüzler olmadan yalnız diş dibine denk gelen kesit alanı.	148
Şekil 4.10	: Kesme hızı $V=88$ m/dk'da deneysel belirlenmiş diş dibinden yan yüzlerin katkısı ile ve yan yüzlerin katkısı olmadan diş dibini oluşturan takımın ucu ile açılmış vidada çeşitli S_r değerlerindeki talaş sıkışma katsayısı K_a	149
Şekil 4.11	: Sabit sıcaklıkta kaldırılan talaşın kalınlığının talaş sıkışma katsayısı K_a 'ya etkisi (Rosenberg ve Yeromin, 1956; Bobrov, 1975)	150
Şekil 4.12	: Sıcaklığın değişik kalınlıklarda talaşın sıkışma katsayısına etkisi (Zorev, 1956).....	150

Şekil 4.13	: H=0,25 mm de diş dibinden aşınmış ve aşınmamış takımla kaldırılmış talaşın çeşitli S_r değerlerindeki sıkışma katsayıları	151
Şekil 4.14	: V=88 m/dk, kesme sıvısı kullanılarak vida diş dibinde takım aşınmasının $S_r = 0,025$ mm; 0,05 mm; 0,1 mm değerlerinde kaldırılan talaşın sıkışma katsayısına etkisi	151
Şekil 4.15	: Vida profilinden kaldırılan talaşın yan yüzeylerinde ve diş dibinde çeşitli imal faktörlerine göre belirlenmiş sıkışma katsayısı ..	153
Şekil 4.16	: Bir yan yüzeyden ve diş dibinden talaş kaldırmanın şeması.....	154
Şekil 4.17	: H=1,6 mm'de V=88 m/dk hesaplanan ve deneysel ölçülen kesme kuvvetleri	157
Şekil 4.18	: V=88 m/dk, $S_r=0,025-0,05-0,1$ mm değişmesinde kesme kuvvetlerinin teorik değerleri ile deneysel değerlerinin karşılaştırılması (H=0,25 mm)	157
Şekil 5.1	: AISI 4340 malzemeden üretilmiş silindirik numune Wöhler eğrisi ..	162
Şekil 5.2	: AISI 4340 Malzemeden üretilmiş çentikli numune Wöhler eğrisi	164
Şekil 5.3	: Optimum imal faktörlerinde, profil şeması kullanılarak, V=88 m/dk $S_r=0,1$ mm, kesme sıvısı kullanılarak keskin takımla 16 pasoda (H=1,6 mm) açılmış vidalı numunenin yorulma dayanımı....	165
Şekil 5.4	: Profil şeması kullanılarak, Aşınma 0,3mm, V=88 m/dk, $S_r=0,1$ mm, kesme sıvısı kullanılarak i=16 pasoda açılmış vidalı numunenin yorulma dayanımı (H=1,6 mm)	167
Şekil 5.5	: Aşınma 0,6mm, V=88 m/dk, $S_r=0,1$ mm, kesme sıvısı kullanılarak i=16 pasoda açılmış vidalı numunenin yorulma dayanımı (H=1,6 mm) 169	
Şekil 5.6	: Takım aşınmasının vidalı numunenin yorulma dayanımına etkisi	169
Şekil 5.7	: Profil şeması kullanılarak, V=88 m/dk, $S_r = 0,05$ mm aşınmamış takımla kesme sıvısı kullanılarak üretilmiş vidalı numunelerin yorulma dayanımı.	170
Şekil 5.8	: V=44 m/dk, $S_r=0,1$ mm, kesme sıvısı kullanılarak keskin takımla işlenmiş vidalı numunelerin yorulma dayanımları.....	171
Şekil 5.9	: Radyal artırımı kesme şeması ile açılan vidalı numunelerin yorulma dayanımı	172
Şekil 5.10	: Talaş kaldırmada birim kesit alanında harcanan güç ve yorulma dayanımı ilişkisi	174
Şekil A.1	: Ankastré tip dönel eğmeli yorulma test makinesi.	193
Şekil A.2	: R. R. Moore dönel eğmeli yorulma test makinesi. 1-Numune, 2 Bilyeli yataklar, 3-yataklar, 4-Bilyeli yataklar, 5-Elektrik motoru, 6-Yük çatalları, 7 ve 8- Yük manivelası, 9- Ağırlıklar	194
Şekil B.1	: Deneysel olarak kullanılan yorulma test makinesinin kalibrasyon aparatı monte edilmiş haldeki perspektif görünüşü.	196
Şekil B.2	: Yorulma makinesinin sağ yan ve sol yandan çekilmiş resimleri. Elektrik motoru (1), Kayış kasnak mekanizması (2), Yük askı mekanizması (4, 11, 12, 13 yük yok), Sayaç sensörü (14), Hareketli döner yatak (9), Elektrik motorunu kapatan kontaktör (10), Devir sayacı (16), Elektrik panosu (17).	197
Şekil B.3	: Üzerinde hareketli döner yatağın kaydığı raylar (9)	197
Şekil B.4	: Yükün darbesiz olarak kaldırılıp indirilmesini sağlayan yük askı mekanizması (4, 11, 12, 13, Yük asılı).	198
Şekil B.5	: Numune kırıldıktan sonra makinenin otomatik kapanmasını sağlayan kontaktör (10).....	198

Şekil B.6	: Elektrik motoru (1) ve yataklanması.....	199
Şekil B.7	: Elektrik motoru bağlantı şeması	199
Şekil B.8	: Yorulma makinesinde kullanılan kaplin	200
Şekil B.9	: Yorulma makinesi devir sayacı.....	201
Şekil B.10	: Sayaç devre şeması	201
Şekil B.11	: Sayaç elektrik bağlantı şeması	202
Şekil B.12	: Numunenin test makinesine bağlanması ve çözülmesi.....	202
Şekil B.13	: Yorulma makinesi elemanları ve ağırlıkları.....	203
Şekil B.14	: Manivela üzerinde yükün konulacağı mesafe.....	205
Şekil C.1	: Birinci pasoda kaldırılan talaşın kesit alanı	208
Şekil C.2	: İkinci pasoda kaldırılan talaşın kesit alanı	209
Şekil C.3	: Üçüncü pasoda kaldırılan talaşın kesit alanı	211
Şekil D.1	: $S_r=0.1$ mm son paso vida talaşı, dış dibi ve yan yüzey alanları (mm^2) (Dış yüksekliği $H=1,6$ mm)	216
Şekil D.2	: $S_r=0.05$ mm son paso vida talaşı, dış dibi ve yan yüzey alanları (mm^2) (Dış yüksekliği $H=1,6$ mm)	216
Şekil D.3	: $S_r=0.025$ mm son paso vida talaşı, dış dibi ve yan yüzey alanları (mm^2) (Dış yüksekliği $H=1,6$ mm)	217
Şekil F.1	: Silindirik numune kırıkları yan görünüş	228
Şekil F.2	: Silindirik numune kırık kesit görünüşleri	228
Şekil F.3	: Çentikli numune kırıkları yan görünüş	229
Şekil F.4	: Çentikli numune kırık kesit görünüşleri.....	229
Şekil F.5	: Vidalı numune kırık kesit görünüşleri	230
Şekil F.6	: Vidalı numune kırık kesit görünüşleri	230

SEMBOL LİSTESİ

a	: Kaldırılan tabakanın Kalınlığı
a₁	: Talaşın kalınlığı
b	: Kaldırılan tabakanın genişliği
b₁	: Talaşın genişliği
A_{Tks}	: Talaş kaldırma sisteminde harcanan enerji
A_{Kd}	: Kayma düzleminde harcanan enerji
A_{Ty}	: Talaş yüzeyinde harcanan enerji
A_{Sy}	: Serbest yüzeyde harcanan enerji
H	: Vidanın dış yüksekliği.
t	: Kesme derinliği
t₀	: Üçgen profilin geometrik yüksekliği.
t₁	: Vida dişi derinliği (tam yükseklik)
t₂	: Vida dişi yüksekliği (işçi yüksekliği).
r	: Dış radyusu.
r₁	: Dişlerin uçlarındaki radyus
s	: Vidanın hatvesi.
Δt'	: Dış vida yükseklik toleransı (1. yarı).
Δh'	: Dış vida yükseklik toleransı (2. yarı).
Δt₁	: Toplam dış vida dişi yükseklik toleransı.
Δt''	: İç vida yükseklik toleransı (1. yarı).
Δh''	: İç vida yükseklik toleransı (1. yarı).
e	: Dış tepesinin kesilme yüksekliği.
N₁	: Normal kuvvet
F₁	: Sürtünme kuvveti
P_x	: Kesme kuvveti x bileşeni
P_y	: Kesme kuvveti y bileşeni
P_z	: Kesme kuvveti z bileşeni
N	: Çevrim sayısı.
N_s	: Sınır çevrim sayısı.
σ_a	: Gerilme genliği.
σ_{Y,*}	: Yorulma dayanımı.
σ_Y*	: Parçanın yorulma dayanımı.
σ_{max}	: Maksimum gerilme.
σ_{C, σ_ç}	: Çekme dayanımı.
σ_{Ak}	: Akma dayanımı
σ_{min}	: Minimum gerilme genliği.
σ_m	: Ortalama gerilme.
R	: Gerilme oranı.
S	: İlerleme
S_r	: Radyal ilerleme.
V	: Kesme hızı.

α ,	: Serbest açısı.
α_0 veya α_u	: Takımın ucundaki serbest açısı.
α_1, α_2	: Yan yüzlerdeki serbest açılar.
β	: Vida helis açısı
γ	: Talaş açısı.
γ_0	: Takım ucundaki talaş açısı.
γ_{pah}	: Takım ucundaki negatif pah açısı.
λ	: Ana ağzın eğim açısı.
ϕ	: Kayma Açısı
i	: Paso sayısı.
ζ	: Talaş yüzeyindeki sürtünme açısı
φ	: Vida koniklik açısı
K_a	: Talaşın sıkışma katsayısı (kalınlığa göre)
K_{add}	: Diş dibinde talaşın sıkışma katsayısı (kalınlığa göre)
K_{ayy}	: Yan yüzeyde talaşın sıkışma katsayısı (kalınlığa göre)
K_L	: Talaşın sıkışma katsayısı (boyuna göre)
K_{L1}	: Boya göre kalınlaşmayı dikkate alan sıkışma katsayısı
K_t	: Teorik çentik katsayısı.
K_f	: Yorulma çentik katsayısı.
W	: Talaşın oluşumuna harcanan güç
WB	: Takımın serbest yüzeyindeki aşınma
R	: Gerilme oranı
ρ	: Kesme ağzı radyusu
ε	: Birim şekil değiştirme

VİDALARIN TALAŞ KALDIRMA İLE İMALATINDA İMAL FAKTÖRLERİNİN VİDANIN YORULMA DAYANIMINA ETKİSİ

ÖZET

Bu doktora tezinde, talaşlı imalat ile vida açmada yüzey özelliklerini belirleyen imal faktörlerinin ve imalat ortamının yorulma dayanımına etkileri teorik ve deneysel yöntemlerle araştırılmıştır. Makine elemanlarında yorulmayı etkileyen en önemli faktörler, yüzey tabakanın fiziksel ve mekanik özellikleridir. Bu etkileri entegre eden bir dış gösterge olarak kesme kuvvetleri, tüm imalat faktörlerini ve takımın geometrisini kapsamakta ve vidada yüzeyden kaldırılan tabakanın talaşa dönüşmesine harcanan işi ve bu işin yüzey tabakasının mekanik özelliklerine etkisini değerlendirmekte en önemli olgudur.

Vidalı ve çentikli yorulma deney numunelerin hassas yapımı için universal bir torna tezgâhı rijitleştirilmiştir. Tam değişken yorulma deneyleri için dört noktadan dönel eğmeli yorulma test makinesi tasarlanıp imal edilmiştir. Vidalı ve vida dış formunda açılmış çentikli numunelerin tornalama parametrelerinde ve ortamında yüzey tabakasının mekanik özelliklerinin farklı etkilenmesi nedeniyle, yorulma dayanımına yansıyan farklılık gösterilmiştir. Takım ömrü ve vidanın boyutsal hassaslığına göre optimum kesme şartlarında açılmış vidalı numunelerin yorulma çentik katsayısı, artan kesme hızı, radyal ilerleme ve serbest yüzey aşınması ile azalmakta, yaygın olan profil kesme şeması yerine radyal artırılmış profil kesme şeması kullanıldığında ise artmaktadır.

Bu değişimin nedenini açıklayabilmek için, vida açmada oluşan kesme kuvvetleri, Zorev modeli üç boyutlu kesme şartlarına adapte edilerek, numunelerin farklı işleme durumları için hesaplanmış ve deneysel olarak doğrulanmıştır. Buna bağlı olarak kesmede harcanan enerji hesaplandığında, yorulma dayanımındaki artışın yüzeyi şekillendirmeye harcanan enerji ile doğru orantılı olarak değiştiği gözlenmiştir. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar talaşlı imalat ile açılan vidaların yorulma dayanımını anlamak ve güvenilirliklerini artırmak açısından önemlidir.

EFFECTS OF MACHINING PARAMETERS ON THE FATIGUE STRENGTH OF THREADED PARTS

SUMMARY

In this dissertation, the effects of the machining parameters and conditions defining surface layer properties, on the fatigue life of the threaded parts were investigated theoretically and experimentally. Most significant factors affecting the fatigue behavior of machine elements are mechanical and physical properties of the surface layer. As an outer indicator of this effect, cutting forces acting on the threaded parts are considered. Cutting forces consist of the cutting conditions, parameters and tool geometry. They are used to calculate energy for the surface layer transformed chip and they are also definitive factors of the effect of the cutting parameters on the surface properties.

To machine precise specimens, the rigidity of a universal lathe was improved by some design modifications. A R. R. Moore type four point rotary bending fatigue test machine was designed and manufactured. Various effects of the same machining parameters on the surface layers of the threaded and notched specimens were investigated. Fatigue notch factor of the threaded specimens machined in the optimum cutting parameters according to the tool life and thread geometrical precision was decreased with increasing cutting velocity, radial feed and tool wear; however, it increased with the radial incremental feed.

To explain of the reasons of the difference in fatigue lives, the cutting forces during thread machining were calculated for different cutting conditions adapting Zorev's modified cutting force model to three dimensional cutting, and results were verified experimentally. Accordingly, it was shown that the fatigue life of the specimens with machined threads was linearly increased with increasing cutting energy. The results of this study have great significance in understanding fatigue life of machined threaded parts and to increase their reliability.

1. GİRİŞ

Talaş kaldırma ile imalat; yüzeyden plastik deformasyon yöntemi ile malzeme (talaş) kaldırarak makine parçalarının şekillendirilmesi yöntemidir. Son yıllarda elektro-erozyon, elektrokimyasal aşındırma, fotokimyasal işlemler ve nano-teknoloji gibi bir dizi yeni gelişmiş imal usullerinin sanayide uygulanması, talaşlı imalatın önemini azaltmamıştır (Trent ve Wright, 2000; Degarmo ve diğ., 1988). Karmaşık biçimli hassas parçaların yüksek mekanik özelliklere sahip malzemelerden talaş kaldırma ile işlenmesinin halen alternatifi bulunmamaktadır. Büyük kuvvetler ileten vidalı birleştirme elemanları, hassas dişliler ve miller, havacılık, uzay ve savunma sanayilerinde kullanılan birçok parçalar, talaş kaldırma yöntemi ile imal edilmektedirler. Vidalı birleştirme elemanları günümüzde makine sanayiinde en çok kullanılan birleştirme elemanlarıdır. Bugün sanayide vidalı elemanlar sadece bağlantı elemanları olan cıvatalarda değil, birçok farklı makine elemanında farklı amaçlar için yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu tür birleşmelerin en önemli özelliği sökülüp takılabilmeleridir. Bu farklı amaçlara yönelik talebi karşılamak amacı ile de çok farklı miktarlarda ve kalitelerde çeşitli imal usulleri ile üretilmektedirler. Ancak hassasiyet gerektiren alanlarda bu tür elemanların üretimleri kaçınılmaz olarak talaşlı imalatla yapılmaktadır.

Genel amaçlı vidalı elemanların büyük bir kısmı, ovalama (haddeleme) ve çok az bir kısmı döküm yolu ile üretilmektedir (Degarmo ve diğ, 1988). Bunun yanında hassas vidalar yalnız torna tezgâhında tek dişli vida kalemi ile az sayıda parça üretilmesi gerektiğinde ise (masterlar, çatalar vs.) özel vida taşlama tezgâhlarında üretilmektedirler.

Vidalı parçalar talaş kaldırma yöntemi ile imal edildiğinde, vida dişinin yüzey tabakası üzerindeki tüm profili boyunca imal koşullarına bağlı olarak 0,05-0,2 mm ve bazen daha fazla kalınlıkta bir yüzey tabakası oluşmaktadır. Bu tabakanın özellikleri, ana malzemenin mekanik, fiziksel ve kimyasal özelliklerinden farklı olmaktadır. Bu özellikler genellikle yüzeyin sertleşmesi ve yüzeyde oluşan artık gerilmeler ile

değerlendirilmektedir (Podzey ve Sulima, 1973; Birger ve Iosileviç 1973 Alam ve diğ. 1997, ; Edoardo ve diğ, 1999). Talaş kaldırma sırasında yüzeyin kalitesini yani yüzeyin sertleşmesini ve yüzey tabakasında oluşan gerilmeleri (bunlara artık gerilmeler bazen de teknolojik gerilmeler de denmektedir) tüm imalat faktörleri, takım geometrisi ve imalat koşulları etkilemektedir. Bu parametrelerin etkisi sonucunda takım ve parça temas alanında yüzey yüksek basınç ve sıcaklığa maruz kalarak şekillenmekte ve yüzey kalitesi geniş bir aralıkta değişim göstermektedir (Jang ve diğ, 1996; Sauobi ve diğ., 1999).

Parça yüzeyindeki pekleşmenin ve yüzeyde oluşan artık gerilmelerin parçanın kesit alanının küçük bir kısmını kapsamasına karşın, bunların parçanın kullanım özelliklerine (çekme dayanımına, yorulma dayanımına, korozyon direncine, aşınma dayanımına, boyutsal hassaslığına) etkisi yüksektir (Heywood, 1962; Birger, 1963 ve Fetullayev, 1998). Yüzey pekleşmesi ve yüzeyde basma gerilmelerinin oluşması, yukarıda anlatılan parametreleri 1,5-3 kat, bazen daha da fazla yükseltebilmektedir ve aynı zamanda yüzeyin yumuşaması ve yüzeyde çekme gerilmelerinin oluşması, parçanın kullanım özelliklerini önemli derecede azaltabilmektedir (Almen, 1963; Gerber ve Fuchs 1970, Bannantine ve diğ., 1990; Shaw ve diğ. 2003).

Hassas vidaların imalinde vida diş dibinden talaş kaldırılması sırasındaki pekleşme ve bu nedenle diş dibinde oluşan artık gerilmelerin, vidalı parçanın yorulma dayanımına etkisinin araştırılması, vidalı parçanın güvenilirliği ve işçilik giderleri açısından önemlidir. Silindirik düzlem yüzeyli parçalarda yüzey pekleşmesi ve yüzeydeki artık gerilmelerin parçanın yorulma, statik çekme, basma, burulma dayanımına etkisi detaylı olarak araştırılmıştır. Yüzeyin pekleşmesinin ve aynı zamanda yüzeyde oluşan basma gerilmelerinin, yukarıda sözü edilen dayanım göstergelerinin yükselmesine, yüzeydeki yumuşama ve çekme gerilmelerinin ise bu parametre değerlerinin düşmesine neden oldukları görülmüştür (Almen ve diğ, 1963; Bannantine ve diğ., 1990; SAE HS-84, 1991).

Yüzeyde oluşan basma gerilmeleri ve yüzey tabakanın pekleşmesi genel olarak karmaşık biçimli, çentik faktörlü parçaların dayanımını düzlem ve silindirik parçalara göre daha fazla etkilemektedir. Karmaşık parçalarda parçanın geometrisi, hacimsel deformasyon, yüzeydeki üç asal yöndeki artık gerilmelerinin birbirlerine olan oranı, yüzeyin pekleşme derecesi, deformasyon türü, yüzeyde çekme gerilmesi

oluşsa bile parçanın yorulma dayanımını yükseltebilmektedir. Teorik olarak ispatlanması zor bir problem olduğundan, böyle durumlarda parçanın yorulma dayanımı ile imalat faktörleri ve koşulları arasında fonksiyonel bağıntının kurulması daha doğru bir yaklaşım olmaktadır (Heywood, 1962; Birger, 1963; Almen, 1963; Bannantine ve diğ., 1990).

Talaş kaldırma açısından vidalı parçaların üretilmesi daha ağır sayılabilecek koşullarda gerçekleştiğinden, vida yüzeyinin oluşumu da aynı imal faktörlerinde imal edilmiş düzlem ve silindirik parçalara göre daha karmaşık koşullarda gerçekleşmektedir. Bundan başka vidalı parçalarda talaş kaldırma sonucunda yüzey tabakasının oluşma mekanizması derinlemesine bilinmediğinden, imal faktörlerinin vidalı parçalardaki burulma, eğme, çekme basma vs. durumlarının yorulma dayanımına etkisi yeterince araştırılmamıştır. Talaşlı imalat yöntemlerinin, örneğin frezelemenin, taşlamanın, ince ve kaba tornalamanın, genel olarak yorulma dayanımına etkisi araştırılmış ve imal faktörlerinin etkileri kabaca efektif çentik faktörüne katılmıştır (Serensen ve diğ., 1975). Fakat gerek yüzeyin pekleşmesi gerekse artık gerilmeler imalat sırasında kullanılan proses parametrelerine bağlı olarak geniş bir aralıkta ortaya çıkmaktadır. Aynı imal usulünün çeşitli imal koşullarında çentik faktörlü parçaların yorulma dayanımına etkisi araştırılmamıştır. Bu açıdan hassas vidaların vida kalemi ile çeşitli koşullarda tornalanması sonucunda yüzeyde oluşan artık gerilmelerin ve pekleşmenin vidalı parçanın yorulma dayanımına etkisinin belirlenmesi, günümüzün önemli bir problemi olarak kalmaktadır.

1.1. Amaçlar

Bu doktora tez çalışmasının ana hedefleri;

- 1) Vidalı parçaların yorulma dayanımı ile imal faktörleri ve koşulları arasındaki ilişkilerin belirlenmesi, talaş kaldırmada takım ömrü ve geometrik hassasiyet açısından optimal seviyedeki imal faktörlerinin vidalı parçaların yorulma dayanımına etkilerinin deneysel olarak belirlenmesi,
- 2) Vidalı parçaların üretiminde talaş kaldırma sistemi kapsamında vida yüzeyinin oluşumunu açıklamak için gerekli deneysel yöntemin tasarlanması, geliştirilmesi,

uygulanması ve bu yöntem kullanılarak vida yüzeyinin oluşma koşullarının belirlenmesi, talaş kaldırma ile vida açmada vida profili boyunca kesme parametrelerinin değişiminin belirlenmesi.

3) Silindirik numunelerin ve vida diş formuna sahip çentikli numunelerin yorulma dayanımlarının belirlenmesi

şeklinde sıralanabilir. Vida diş formuna sahip çentikli numune için elde edilen yorulma çentik katsayısının talaş kaldırma ile imal edilmiş vidalı numuneler için elde edilen yorulma çentik katsayısı ile karşılaştırılarak çentik için elde edilen yorulma çentik katsayısının vidalı numuneler için ne ölçüde kullanılabileceği araştırılacaktır.

1.2. Yaklaşım

Doktora tezinde, deneysel ve teorik yöntemler kullanılmıştır. Deneysel çalışmalar; talaş kaldırma sistem elemanlarının ve onları etkileyen faktörlerin belirlenmesi deneyleri ve yorulma deneyleri şeklinde iki ana başlıkta toplanabilir.

Talaş kaldırma deneylerinde, belirlenen imal faktörlerinde tornalanmış vida diş yüzeyinin oluşmasına harcanan enerjinin tespiti amaçlanmıştır. Talaş kaldırma ile vida açmada, yorulma açısından vida diş dibinin şekillendirilmesine harcanan enerjinin önemli olduğu düşünülerek, her bir numune gurubu için elde edilecek yorulma dayanımı ile diş dibi yüzeyinin şekillendirilmesine harcanan enerji arasındaki ilişki araştırılmıştır. Talaş kaldırma deneylerinde, yorulma dayanımına etkisinin belirleneceği bütün imal faktörlerinde üretilen numunelerin diş dibi yüzeyinin şekillendirilmesine harcanan enerjinin deneysel verilerden faydalanılarak hesaplanabilmesi için gerekli veriler elde edilmiştir. Vida diş dibindeki kesme kuvvetleri, yan yüzeylerin etkisini yok ederek, deneysel olarak belirlenemediğinden dolayı, bütün imal faktörlerinde teorik olarak hesaplanmıştır. Ayrıca sadece tam profilli ve yükseklikli vida açmada kesme kuvvetinin deneysel olarak belirlenmesi mümkün olduğundan hesaplanan ve deneysel olarak belirlenen değerler birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Talaş kaldırma deneylerinden elde edilen verilerle, yorulma deneylerinde kullanılan bütün imal faktörlerinde vida diş dibinin şekillendirilmesine harcanan enerji hesaplanmıştır. Ayrıca, yapılan deneylerle vida diş dibinde talaş

kaldırma koşullarının nasıl değiştiği incelenerek, dış dibi yüzeyinin şekillendirilme koşulları açıklanmıştır.

Yorulma deneylerinde belirlenen imal faktörlerinde üretilmiş silindirik, çentikli ve vidalı numunelerin sınır çevrim sayısı $N_s=2.10^6$ ve tam değişken yükleme durumu ($R=-1$) için sürekli mukavemet sınır değerleri belirlenmiştir. Daha sonra yapılan talaş kaldırma ve yorulma deneyleri birlikte değerlendirilmiş ve imal faktörlerinin hassas vidalı elemanların yorulma dayanımına etkisi açıklanmıştır.

1.3. Tezin İçeriği

Tez çalışması 8 ana bölümden oluşmaktadır. Bu bölümlerin içeriği aşağıda kısaca açıklanmıştır.

1. bölümde talaş kaldırmanın tanımı ve önemi üzerinde durularak, yüksek mekanik özelliklere sahip malzemelerden dar toleranslar içinde imal edilen parçalar için başka bir yönteminin olmadığı vurgulanmıştır.

2.bölüm'de sanayide kullanılan vidaların sınıflandırılması, özel vidaların geometrik toleransları, çalışma ortamları, maruz kaldıkları zorlanma türleri ve oluşan hasarlar kısaca anlatılmıştır. Petrol sanayiinde kullanılan hassas vidalı elemanların imal yöntemleri ve bunların imalinde kullanılan optimal talaş kaldırma faktörleri incelenmiştir. Daha sonra talaş kaldırmanın yorulma dayanımına etkileri incelenmiştir.

3.bölüm'de tez çalışmasında yapılan deneysel hazırlık çalışmaları, kalibrasyon işlemleri ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Yorulma deney makinesi ve numunelerin imal edildiği torna tezgâhı tanıtılmıştır. Bunlar üzerinde yapılan kalibrasyon çalışmaları verildikten sonra deney planları sunulmuştur.

4.bölüm'de planlanmış deneylerin yapılması ve bu deneylerden elde edilen sonuçlar verilmiştir. Talaş kaldırma ile vida açmada kesme ortamı incelenmiş, vidanın dış dibinde ve yanaklarında talaş sıkışma katsayısı kalınlık ölçümlerine bağlı olarak hesaplanmış, kesme kuvvetleri deneysel ve teorik olarak belirlenmiş, sonuçta yorulma deneylerinde kullanılan imal parametrelerinin her bir kombinasyonu için dış dibinin şekillendirilmesine harcanan enerji belirlenmiştir.

5.bölüm'de talaş kaldırma ve yorulma deney sonuçları değerlendirilerek, imal faktörleri ile vidalı parçanın yorulma dayanımı arasındaki ilişki ortaya koyulmuştur. Yorulma deneyleri planlandığı düzen içinde yapılmış, önce silindirik sonra da vida dış formuna sahip çentikli numunelerin sürekli mukavemet sınır değerleri belirlenmiştir. Daha sonra vidalı numunelerin uygulanan proses parametrelerine göre sürekli mukavemet sınırları belirlenmiş ve elde edilen sonuçlar literatür bilgileri ışığında yorumlanmıştır.

6. ve son bölüm'de tez çalışması kapsamında elde edilen sonuçlar verilmiş ve daha sonra yapılacak çalışmalar için gerekli önerilerde bulunulmuştur. Talaş kaldırma deneyleri, silindirik, çentikli ve vidalı deney numuneleri için elde edilen sürekli mukavemet sınırları karşılaştırılarak gerekli yorulma çentik katsayıları elde edilmiş ve bunlar karşılaştırılarak çentiğin vidayı ne ölçüde temsil ettiği belirlenmiştir. Talaş kaldırma enerjisi yorulma dayanımı ilişkisi kurulmuştur. Ekler kısmında tez çalışması sırasında yapılan hesaplamalar, yorulma makineleri ve kullanılan yorulma makinesi ile ilgili detaylı bilgiler sunulmuştur. Bunlar; vida talaş kesit alanının ve kesme kuvvetlerinin hesaplanması, yorulma deneylerinin istatistikî değerlendirilmesi, deneylerde kullanılan yorulma makinesi ile ilgili bazı hesaplama detaylarından oluşmaktadır.

2. VIDALI ELEMANLARIN SINIFLANDIRILMASI KULLANIM ALANLARI ÇALIŞMA ŞARTLARI VE İMALAT TEKNOLOJİSİ

Vidaların makine, cihaz ve tesisat sistemleri gibi çok çeşitli uygulama alanları vardır. Vidalar, sökülüp takılabilen bağlantı elemanları olan cıvatalar, çok küçük uzunlukların ölçüldüğü mikrometreler, küçük çevresel kuvvetle büyük aksel kuvvetlerin oluşturulduğu mengeneler, vidalı preslerde, dönme hareketini ilerlemeye veya ilerlemeyi dönme hareketine çeviren mekanizmalar ve yüksek basınç altında sıvı maddelerin iletiildiği boru hatlarının birleşmeleri gibi çok çeşitli uygulama alanlarında kullanılmaktadırlar (Nieman, 1969).

Bu bölümde; vidalı elemanların sınıflandırılması, petrol sanayiinde kullanılan vidaların özellikleri, imalat yöntemleri, çalışma ortamları ve maruz kaldıkları zorlanma türleri ve oluşan hasarlardan kısaca bahsedilmiş ve sondaj borularında kullanılan hassas vidaların optimum imal faktörleri araştırılmıştır. Talaş kaldırma sistemi kısaca açıkladıktan sonra talaş kaldırmanın yüzey tabakasının oluşumuna ve yüzey tabakanın parçanın yorulma dayanımına etkileri incelenmiştir. Kesme kuvvetlerinin teorik olarak hesabında kullanılan bazı modeller açıklanmıştır. Parçanın yorulma dayanımının belirlenmesinde kullanılan test cihazları, numuneler ve bunların hazırlanması incelenmiştir.

2.1. Vidaların Sınıflandırılması

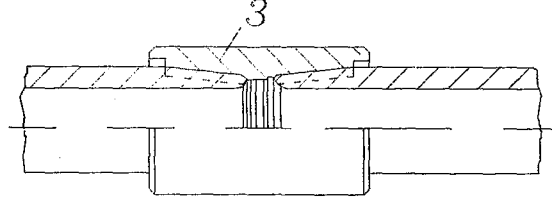
Vida dişlerinin standardizasyonu konusunda A.B.D'deki ilk çalışmalar 1864'te Franklin Enstitüsü tarafından hazırlanan bir rapor ile başlamıştır. Bu rapor William Seller tarafından düzenlenmiş ve Franklin Enstitüsü Vidası, Seller Vidası veya Birleşik Devletler Vidası olarak adlandırılmıştır (Thomas ve Charles, 1963). Bu standart; otomobil, uçak ve diğer modern uygulamalar gelişene kadar, genel amaçlı uygulamalar için kullanılmış ancak daha sonra yetersiz olduğu anlaşılmıştır. Amerikan Standartlar Bürosunun ve diğer bazı mühendislik organizasyonlarının

çabaları ile 1918 yılında Amerikan Kongresi Amerikan Milli Vida Dişi Komisyonunu kurmuş ve bugünkü standartlar hazırlanmıştır. Bu çalışma ASA tarafından yürütülmüş ve Amerikan silahlı kuvvetleri ve ticari şirketlerden temsilcilerin bulunduğu disiplinler arası bir komite tarafından gerçekleştirilmiştir. Daha sonra bu komite İngiliz ve Kanada Hükümetleri ve Standartlar temsilcileri ile ortaklaşa çalışarak, her üç ülkede geçerli olacak vida standartlarını belirlemiştir. Birleşik Vida Dişi (Unified Screw Thread), bu üç ülke tarafından imzalanan bir deklarasyonla 1948 yılında duyurulmuştur (Thomas ve Charles, 1963). 1968 yılında ise temel vida parametreleri baz alınarak, ISO tarafından metrik standartlar belirlenmiştir (Degarmo ve diğ, 1988).

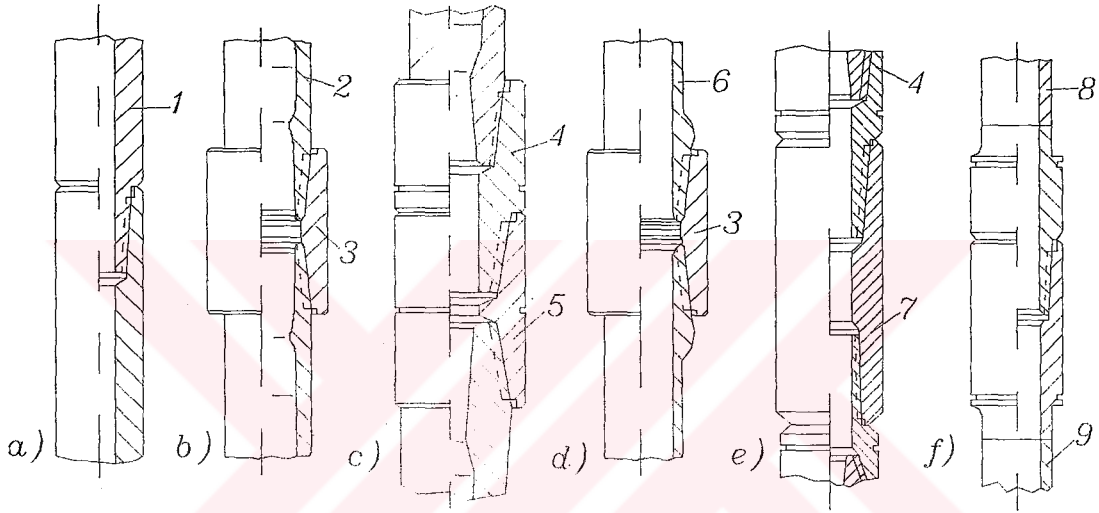
Amerikan Standart ve Birleşik Amerikan Milli vidası 6 seriden oluşur. Bunlar tolerans sınıflarını ve vidanın çalışma koşullarını belirler. UNC kalın diş serisi genel amaçlı kullanım içindir. UNF ince diş serisi, genel olarak otomobil ve uçaklarda kullanılır. UNEF ekstra ince diş serisi, özel olarak uçaklarda, ince cidarlı parçalarda, verilen bir mesafede maksimum diş sayısı gereken durumlarda kullanılır. 8N8 diş serisi, bütün çaplarda inçte 8 diş içerir ve yüksek basınç borularını birleştiren cıvatalarda ve silindir kapağı cıvatalarında kullanılır. Bu gibi durumlarda vida ön gerilmesi elastik deformasyon ile sağlanır ve basınç uygulandığında parçaların ayrılması engellenir. Kullanımı yaygın olmayan 12N12 diş serisi, bütün çaplarda inçte 12 diş içerir ve buhar kazanları ve makine konstrüksiyonunda shaft üzerindeki kısa somunlarda kullanılır. 16N16 diş serisi, bütün çaplarda inçte çok iyi işlenmiş 16 ince diş içerir ve ayarlama ve yatak tutma cıvatalarında kullanılır. UNS özel vidalar ise standartlarda olmayan bazı özel çap adımlarını ve birleşmelerini içerir (Degarmo ve diğ, 1988).

Bunlardan başka; Amerikan standart boru vidası ile birbirine birleştirilmiş (Şekil 2.1) birkaç borunun, çabuk sökülüp takılmasını sağlayan kılif (Nipel-Manşon, Anahtar-kilit, Pin-Box) olarak adlandırılan standart vidalar vardır (Şekil 2.2). Bu bağlantılar API standartlarında dönel omuzlu bağlantılar (Rotary Shouldered Connections) olarak yer almaktadır. Bağlantının içte geçen parçası nipel “pin” dışa geçeni ise manşon “box” olarak adlandırılmaktadır. Bir nipel ve bir manşondan oluşan aynı bağlantının Rusça literatürde adı kılif bağlantısıdır. Bu bağlantılarda kullanılan konik vida özellikle petrol sanayiinde kullanılmaktadır ve ISO tarafından da aynen

benimsenmiştir. Sondaj borularında kullanılan vidalı elemanlar kullanım sırasında çekme, basma, burulma, eğilme ve bunların kombinasyonlarından oluşan bileşik gerilmelere ve çeşitli frekanslarda titreşimlere maruz kalmaktadırlar. Bu yüzden uygulamada standarda bağlı kalmak büyük önem kazanmaktadır



Şekil 2.1 : Manşonla birleştirilmiş iki boru bağlantısı (Sultanov, 1969)

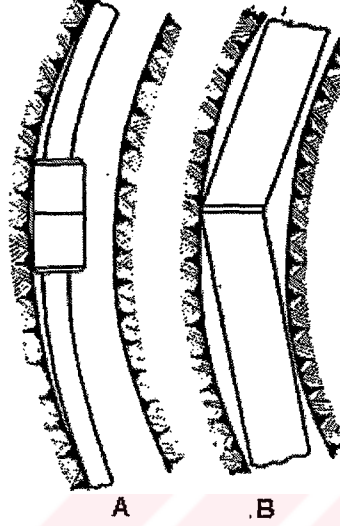


Şekil 2.2 : Büyük çaplı birkaç borunun sökülüp takılması (Sultanov, 1969). 1- Ağırlandırılmış dipteki kazma borusu, 2- İç tarafından kalınlaştırılmış kazma borusu, 3-Boru manşonu, 4- Bağlantı Nipel, 5- Bağlantı manşonu, 6- Dışardan kalınlaştırılmış kazma borusu, 7- Manşon, 8- Nipele kaynak edilmiş kazma borusu, 9-Manşona kaynak edilmiş kazma borusu. a-Ağırlandırılmış kazma boruları birleşmesi çifti, b- İçe kalınlaştırılmış kazma boru birleşmesi, c-Nipel ve manşonla birleştirilmiş kazma borusu, d- duvarı dışa kalınlaştırılmış kazma borusu birleşmesi, e- Muhtelif çaplı kazma borularının manşonla birleştirilmesi, f-Uçları kaynak edilmiş kazma borusu birleşmesini ifade etmektedir.

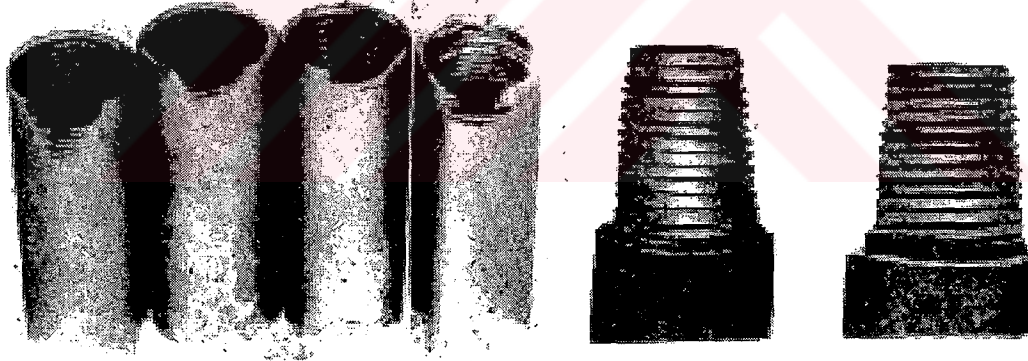
2.2. Vidalı Birleşmelerde Çalışma Ortamlarında Oluşan Hasarlar

Petrol arama çalışmaları sırasında derin kuyular açılırken sondaj kolonu delmede oluşan kuvvetler ve delme eksenindeki sapmalar nedeni ile şiddetli eğilme gerilmeleri oluşmaktadır (Şekil 2.3) (Şerbuyuk ve Yakubovsky, 1974; Laçınyan ve Ugarov, 1975). Bu durum, sondaj kolonunun kuyu duvarlarına sürtünerek

aşınmasına ve vidalı birleşmenin duvarlarının incelmesine neden olmaktadır (Şekil 2.4). Bu tür vidalı birleşmelerde aşınmalar çoğu zaman bir taraflı olmaktadır. Böylece birleşmedeki ara boşlukların büyümesi sonucunda sızırdımlar ve gevşemeler vida dişlerinin dibinde çatlakların oluşmasına neden olmaktadır (Şekil 2.5) (Laçinyan ve Ugarov, 1975).

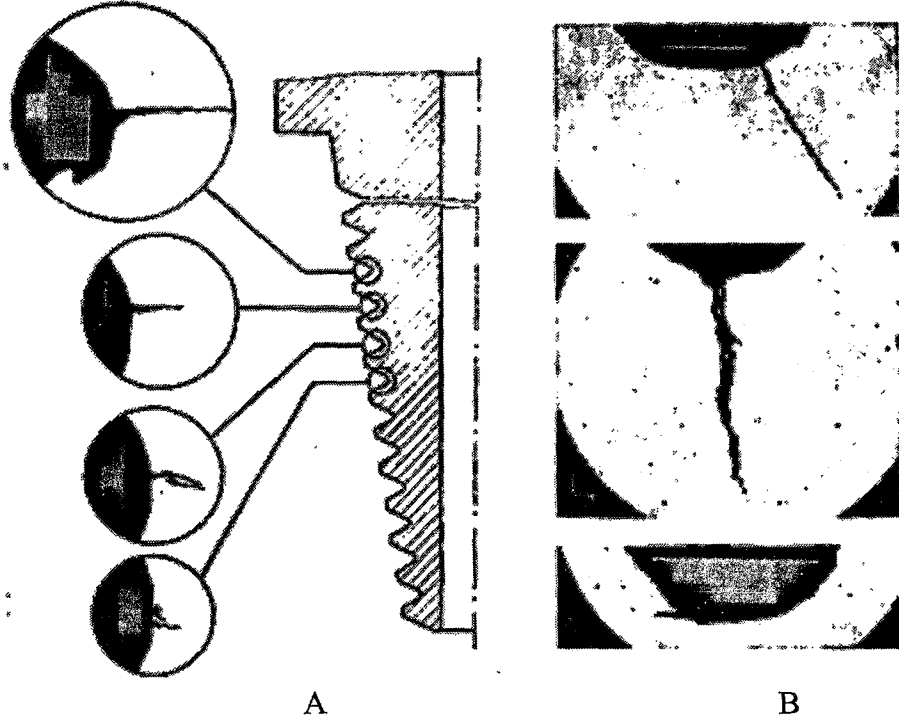


Şekil 2.3 : Sondaj kolonunun çalışma sırasında eğilmesi (Şerbuyuk ve Yakubovsky, 1974)

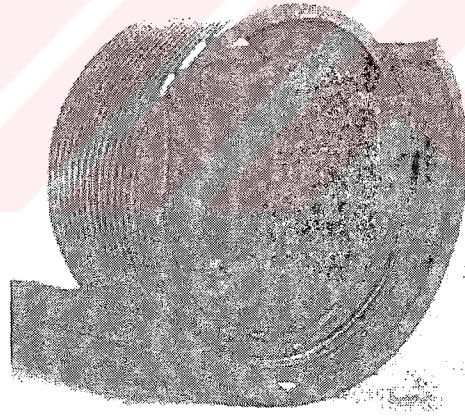


Şekil 2.4 : Bir taraflı aşınmış manşonlar ve nipeller (Laçinyan ve Ugarov, 1975)

Şekil 2.5-B'de gösterilen çatlaklar, vida diş dibinin açıklanamayan nedenlere göre çeşitli kısımlarında oluşabilirler (Laçinyan ve Ugarov, 1975). Sondaj kuyusu borularının vida birleşmelerinde meydana gelen bu olaylar (Boruların aşınması, gevşeme, sızdırma, çatlak oluşumu vs.) sonucunda sondaj kolonunun vida elemanlarından kırılma olasılığı yükselir (Şekil 2.6).



Şekil 2.5 : Nipel vidasında hasar oluşumu A-) Nipel-Manşon vida birleşmelerinde nipel boyunca çatlağın oluşma şeması B-) Nipel-manşon vidalarının dış dibinde çeşitli nedenlerle oluşan çatlak türleri (Laçınyan ve Ugarov, 1975)

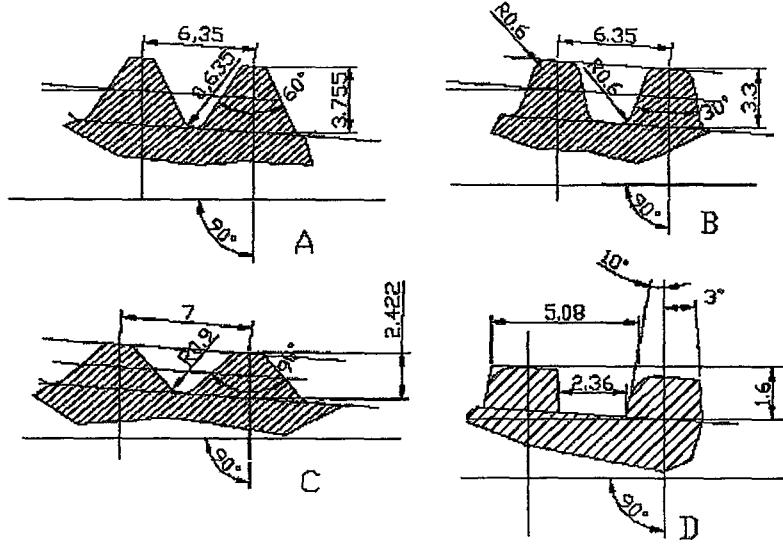


Şekil 2.6 : Vida kısmından kırılmış boru bağlantısı (Fetullayev, 1983)

2.3. Hassas Vidalı Birleşmelerin Konstrüktif Elemanları

Sondaj işlemi sırasındaki zor çalışma ortamına dayanabilmeleri yanında, vidalı birleşmelerin diğer özel beklentileri de karşılamaları gerekmektedir. Bu beklentilerden birincisi ve en önemlisi bu birleşmelerin kesme takımının değiştirilmesi için çabuk sökülüp takılabilir olmasıdır. İkincisi ise 200-500 bar basınçta abrasif sıvı sızdırmazlığının sağlanmasıdır. Boru birleşmeleri, bu talepleri

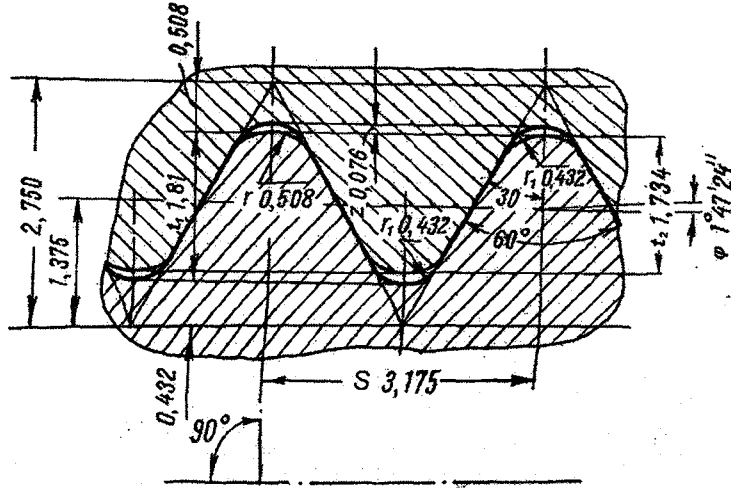
karşılabilmesi için çeşitli özel konstrüksiyonlara (Şekil 2.1, Şekil 2.2) ve diş formlarına sahiptirler (Şekil 2.7). Bunlar arasında en yaygın kullanılanı üçgen profilli vidalardır (Şekil 2.7-A).



Şekil 2.7 : Nipel-manşon bağlantılarında kullanılan bazı özel vida diş formları (Sultanov, 1969)

Boru vidalarında nipel-manşon bağlantılarından farklı olarak sık sık sökülme, takılma olayı olmadığından bunlardan, yalnız iyi sızdırmazlık özelliği beklenmektedir. Bu nedenle bu borularda hem koniklik ($1^{\circ} 47' 24''$) ve hem de vida dişlerinin hatvesi daha küçüktür (1 inçte 8-27 vida dişi) (Vallory ve Augustus, 1956; Sultanov, 1969). Boru çapları $1/16'' - 12''$ arası ve daha fazla olabilir. Şekil 2.8'de Amerikan konik boru vida birleşmesi resmi verilmiştir. Bunların ölçü ve toleransları API nipel-manşon vidalarına göre daha kabadır (Vallory ve Augustus, 1956). Tablo 2.1'de 8 diş/inç'lik borunun (Amerikan konik boru vidası) hatve ve profil açısı toleransları örnek olarak verilmiştir.

Nipel-manşon vidaları ise sızdırmazlık özelliği yanı sıra, sık sık sökülüp takılmadan dolayı aşınma, ezilme, eğilme ve burulma gibi zorlamalara maruz kalmaktadırlar. Bu nedenle nipel-manşon birleşmelerinin güvenilirliği önemli bir problem olarak kalmaktadır. Tüm bunlar bu vidaların daha büyük koniklikte ($7^{\circ} 7' 30''$), daha kalın dişli ve büyük hatveli konstrüksiyonlar kullanılarak yapılmasına neden olmaktadır (Şekil 2.9).



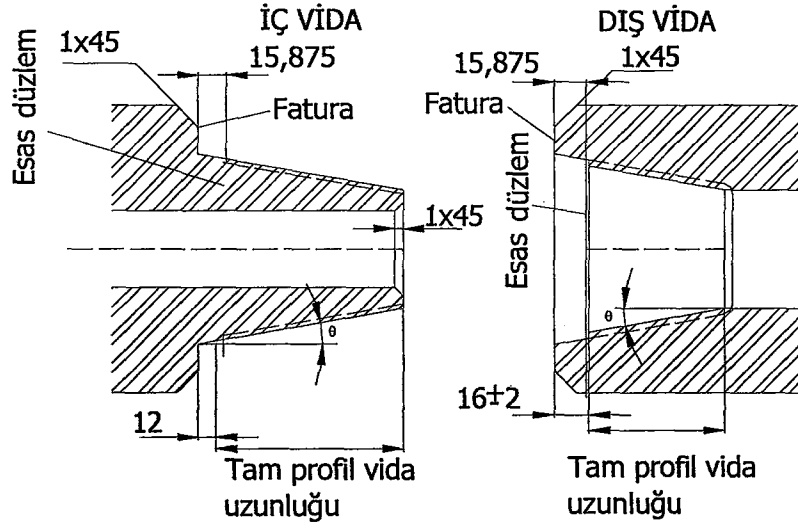
Şekil 2.8 : Amerikan konik boru vidası (ANSI/ASME B. 1. 20. 1-1983)

Tablo 2.1 : Amerikan konik boru vidası toleransları (Sultanov, 1969)

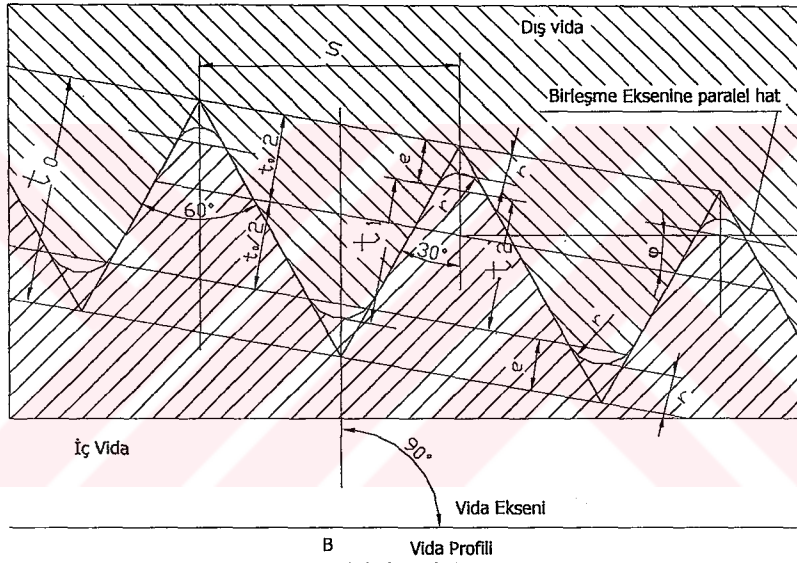
Vida Elemanları ve Nominal değerleri		Toleranslar
Bir inçteki diş sayısı	8	Tüm dişlerin toplam hatası ± 0,15 mm
Vida hatvesi S [mm]	3,175	±0,075 mm (bir hatvenin toleransı)
Vida dişi derinliği t ₁ , [mm] (tam yükseklik)	1,810	
Vida dişi yüksekliği t ₂ , (işçi yüksekliği)[mm]	1,734	
Diş radyusu r, [mm]	0,508	
Diş radyusu r ₁ , [mm]	0,432	
Ara boşluk Z, [mm]	0,076	
Koniklik	1° 47' 24"	± 5'
Vida dişi yarım profil açısı	30°	± 1° 15'

Tablo 2.2 : Nipel-manşon vidalarının ölçü ve toleransları (API SPEC 7 Add 1, 2002)

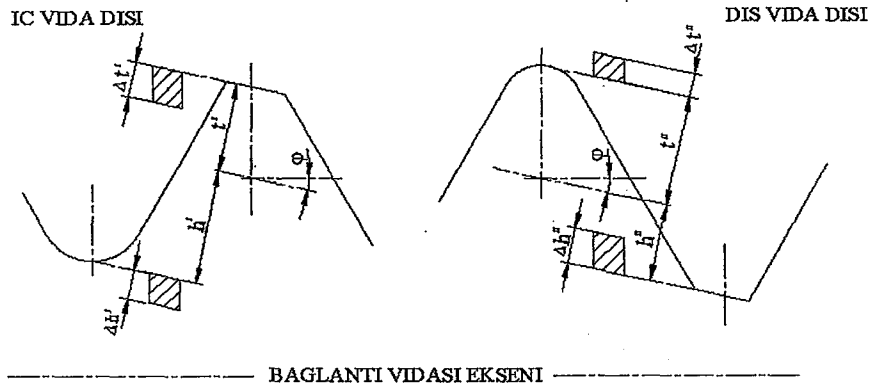
Vida profil elemanlarının değerleri ve toleransları			
Bir inç uzunluktaki diş sayıları	5	4	4
Vidanın hatvesi, S, [mm]	5,08	6,35	6,35
Hatve toleransları (25,4 mm de) [mm]	±0,04	±0,06	±0,06
Vidanın tam uzunluk toleransları, boyu [mm]	±0,10	± 0,15	± 0,15
Vida profil açısı [derece]	60°	60°	60°
Profil açısının toleransları [dakika]	±45	±45	±45
Konikliğin eğim açısı, φ	7°7'30"	7°7'30"	4° 45 ' 48"
Vidanın konikliği 2tanφ	1:4	1:4	1:6
Üçgen profilin geometrik yüksekliği, t ₀ , [mm]	4,376	5,471	5,487
Vida dişi yüksekliği, t ₁ [mm]	2,993	3,742	3,755
Diş vida yüksekliği (t ₁ = t'+h'), toleransı Δt ₁ = Δt'+Δh' [mm]	Δt' [mm]	-0,12	-0,18
	Δh' [mm]	+0,08	+0,12
İç vida dişi yükseklik toleransları [mm]	Δt'' [mm]	-0,12	-0,18
	Δh'' [mm]	+0,08	+0,12
Vida dişinin çalışma (temas) yüksekliği, t ₂ , [mm]	2,626	3,283	3,293
Diş tepesinin kesilme yüksekliği, e, [mm]	0,875	1,094	1,097
Diş dibi radyusu yarıçapı r, [mm]	0,508	0,635	0,635



A- Nipel-Manşon



B- Vidalı Birleşme



C- Vida Toleransları

Şekil 2.9 : Nipel-manşon vidalarının özellikleri: A-Nipel-manşon vida boyutları B-Birleşme C- Diş toleransları)

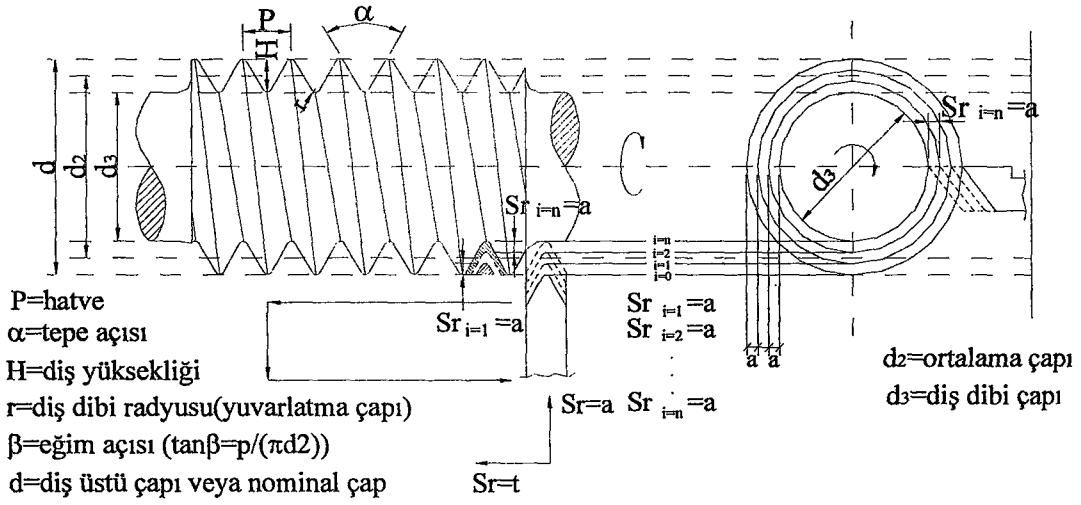
Günümüzde şekil 2.9'da ve Tablo 2.2'de verilen teknik özelliklere sahip vidaları yalnız talaş kaldırma yöntemi ile imal etmek mümkündür (Fetullayev, 1983). Nipel-manşon vidaları daha yüksek hassasiyete ve düşük toleranslara sahip olduklarından ve boru bağlantısının güvenilirliğini sınırlandıran en kritik bağlantı olduğundan, bu birleşmelerin imalat teknolojisinin daha hassas ve kaliteli olmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Günümüzde nipel-manşon birleşmelerinin güvenilirliğinin artırılması amacı ile yorulma dayanımının yükseltilmesi için imalat teknolojisinin geliştirilmesi, önemli bir problem olarak kalmaktadır.

2.4. Talaş Kaldırma ile Vida Açma Teknolojisi

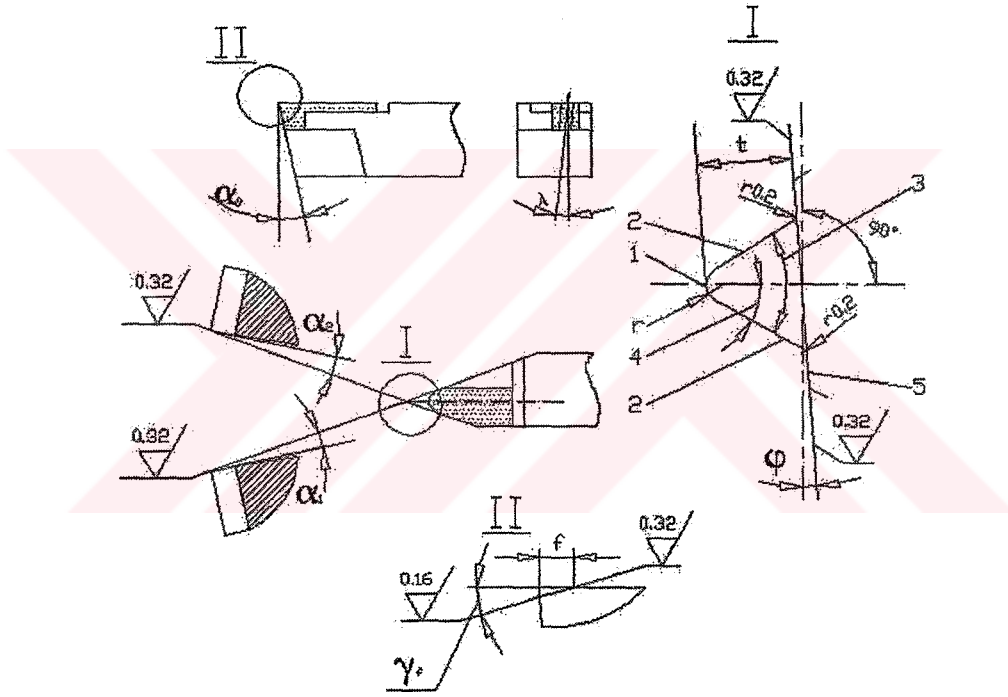
Günümüzde vidaların imalinde talaş kaldırma yöntemi dışında çeşitli imalat yöntemleri de kullanılmaktadır. Bunlar; vidaların ovalama (haddeleme) ve döküm yöntemi ile üretilmesidir. Bu yöntemlerden hiç biri nipel-manşon vidalarının imalinde yeterli hassasiyeti sağlamadıkları için kullanılmamaktadır. Boru ve nipel-manşon vidaları talaş kaldırma türünden çeşitli yöntemlerle üretilebilir. Bu yöntemler; kullanılan tezgâh, takım, ekonomik göstergeler, vidanın hassasiyeti gibi açılardan birbirlerinden farklılık göstermektedir. Kaynaklarda aşağıda anlatılan vida açma yöntemleri verilmektedir.

2.4.1. Torna tezgâhlarında vida açma

Hassas vida açmada kullanılan en uygun yöntem vidaların bir ve iki dişli vida kalemleri ile açılmasıdır (Şekil 2.10) (Fetullayev, 1998). Bu yöntemle vidalar birkaç pasoda (10-30), bir veya iki dişli vida kalemi ile açılabilirler (Şekil 2.11). Vida kalemleri lehimlenmiş veya plaketi mekanik tespit edilmiş, yüksek hız çeliğinden, seramiklerden veya yaygın olarak sert metallere olabilirler (Fetullayev 1984a; Fetullayev, 1984b).



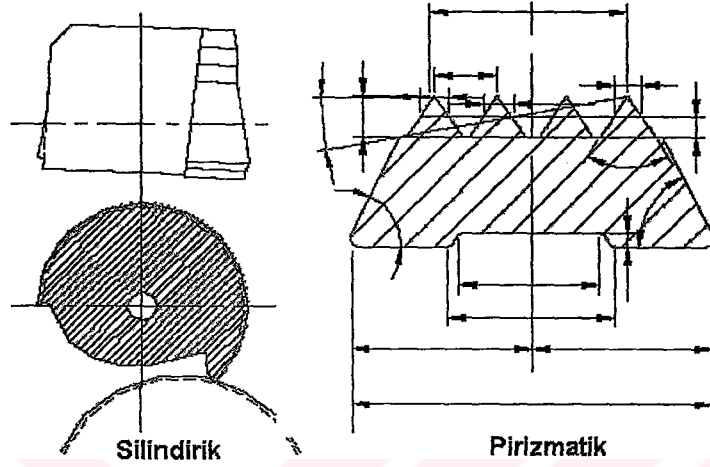
Şekil 2.10 : Vidaların vida kalemi ile açılması



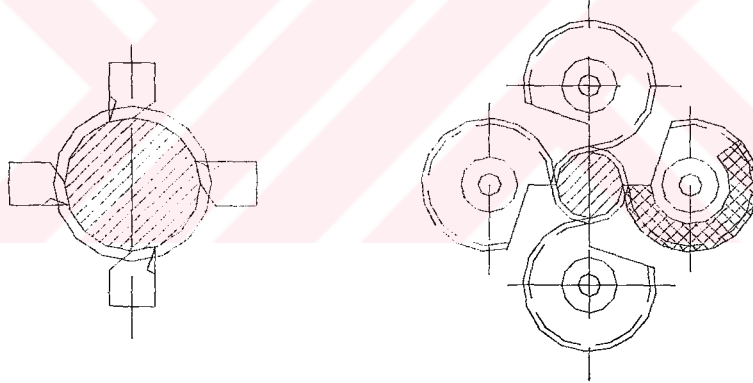
Şekil 2.11 : Bir dişli vida kalemi (Fetullayev 1983)

Vidaların silindirik ve prizmatik vida tarafları ile açılmasında yüksek hız çeliğinden yapılmış özel vida tarafları kullanılmaktadır (Şekil 2.12). Bu vida tarafları ile vidanın açılması kesme hızı $v=20-40$ m/dk ve radyal ilerleme $S_r=0,005-0,05$ mm /diş de yapılmaktadır. Her bir diş için ilerleme kullanılmaktadır. Tarafların geometrisi, kullanılan kesme şemalarını açıklamaktadır. Bu yöntemin en büyük dezavantajı; vidanın yan yüzeylerinde serbest açının çoğu zaman 30 dakika ile 1 derece 30 dakika arasında olmasıdır ve bu açı tarağın konstrüksiyonu ile ilgili olduğundan; onun

artırılması mümkün değildir. Serbest açının küçük olması çoğu zaman yüzey pürüzlülüğünün artmasına neden olmaktadır. Prizmatik ve silindirik taraklar, bir takım vida başlıklarında da kullanılmaktadır (Şekil 2.13). Bu vida başlıklarının esas avantajı; yüksek imalat veriminin sağlanması ve bu tarakların uzun ömürlü olmasıdır. Bir tarak ile 10-40 bileme göz önüne alınarak 10 000 den fazla parça üretilmektedir (Semençenko ve diğ., 1963).

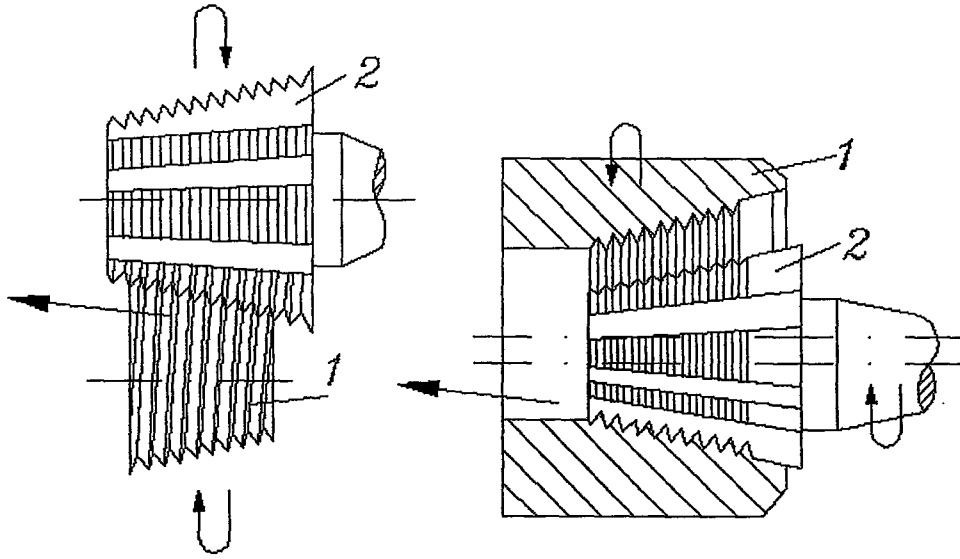


Şekil 2.12 : Silindirik ve prizmatik vida tarakları

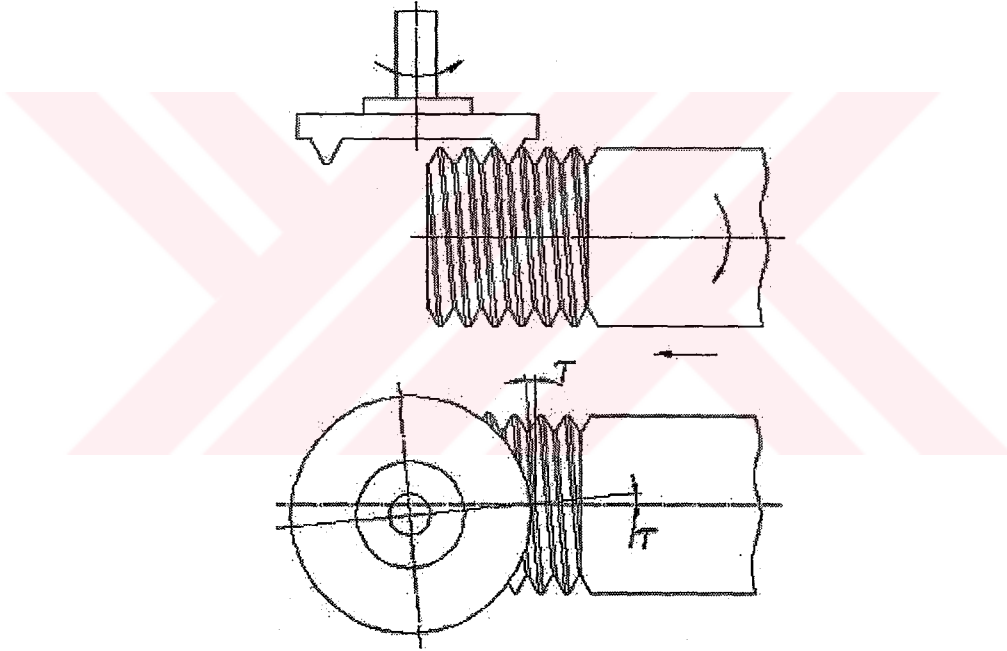


Şekil 2.13 : Prizmatik ve dairesel vida taraklarından oluşmuş vida başlığının şeması

Nipel-manşon vidalarının, tek dişli kalemlerden oluşmuş başlıklarla, planeter yöntemle açılmasında ikiden fazla (4-6-8 kalem de olabilir) vida kaleminden oluşmuş özel başlıklar kullanılmaktadır. Bu başlık torna tezgâhının arabası üzerine tespit edilir. başlığın kesme hızı ile dönmesini sağlayan bağımsız tahrik mekanizması vardır. Başlığa dönmenin yanı sıra ilerleme hareketi de verilmektedir. İmal edilen nipel ise torna tezgâhının aynasında tespit edilir ve parçanın bir tur dönmesiyle işlem tamamlanır. Bu yöntemin esas avantajı; yüksek kesme hızlarının (100-180 m/dk) kullanılabilmesi ve oluşan talaşın küçük parçalarla yüzeyden koparılmasıdır (Şekil



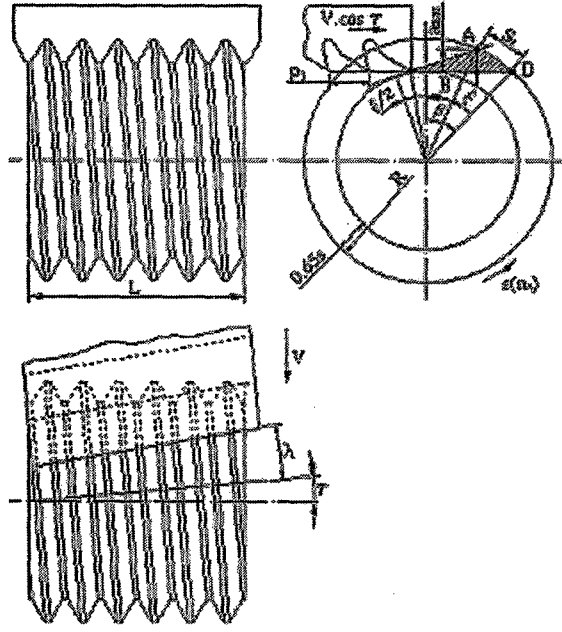
Şekil 2.15 : Freze çakıları ile vida açma. A) Dış vidanın açılması. B) İç vidanın açılması.



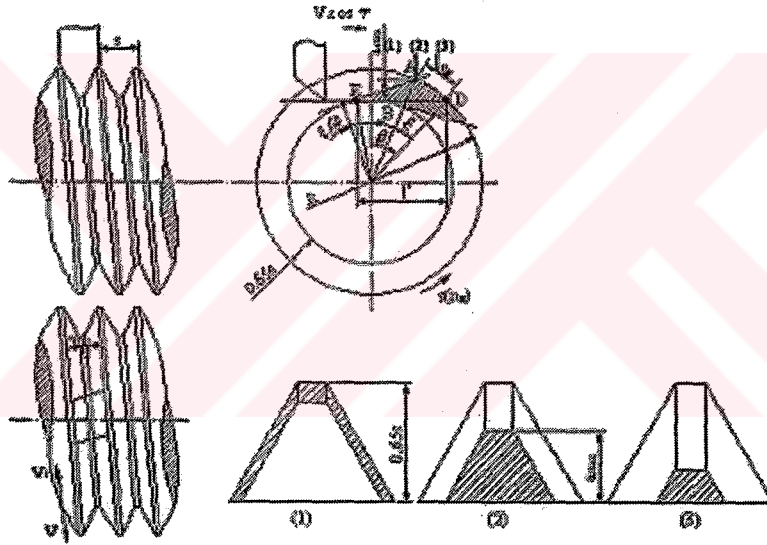
Şekil 2.16 : Vidaların yan dişli freze çakısı ile imali.

2.4.3. Vidaların diğer yöntemlerle açılması

Yukarıda anlatılan yöntemler yanında vidaların broşla açılması (Şekil 2.17) ve planya tezgâhında açılması (Şekil 2.18) gibi vida açma yöntemleri de mevcuttur. Ancak bunlardan nipel-manşon vidalarının imalinde en yaygın olarak kullanılan ve bu vidalarının teknik özelliklerine en iyi cevap veren imal yöntemi vidaların tek dişli vida kalemi ile torna tezgâhında imal edilme yöntemidir (Tablo 2.1, Tablo 2.2 ve Şekil 2.5)



Şekil 2.17 : Vidaların broşla açılması

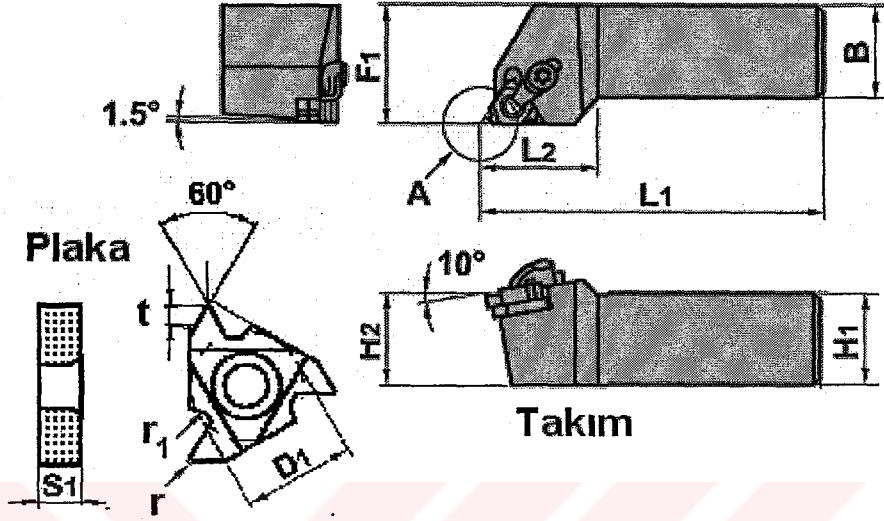


Şekil 2.18 : Vidanın planya tezgâhında imali.

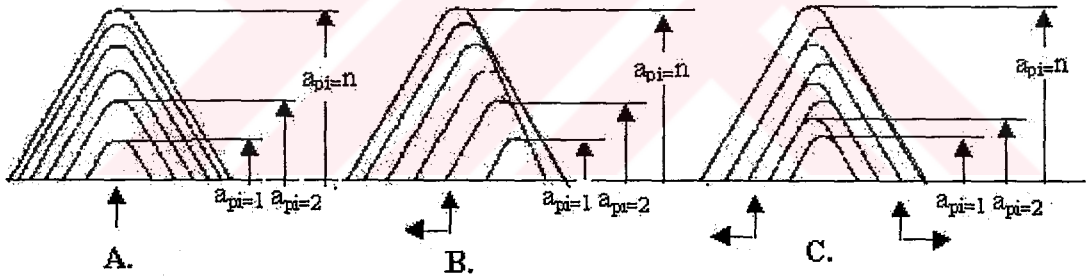
2.5. Kalemle Vida Açmada Kullanılan İmalat Faktörleri ve Koşulları

Günümüzde tek kalemle açılan nipel vidaları otomat ve yarı otomat torna tezgâhlarında (Kri-DAN, YAMAK), plaketi mekanik tespit edilmiş vida kalemleri ile yapılmaktadır (Şekil 2.19). Bu kalemlerde üçgen plaketer kullanılmaktadır. Bu vida takımlarının özellikleri; -vidanın dış yüksekliğini (H) -dış dibi radiusunu (r) ve dişin ucundaki (r_1) çapları; vida takımının konstrüksiyonu oluşturmaktadır. Aynı zamanda takımın talaş açısı γ , kalemin ucundaki serbest açı α ve yan yüzlerdeki serbest açılar

α_1 ve α_2 , ana ağzın eğim açısı λ vida takımının katerinin konstrüksiyonu ile oluşmaktadır. Nipel-manşon bağlantı vidasının konikliği ve vida profilinin kesme şeması (Şekil 2.20) tezgâh tarafından verilmektedir. İmal faktörlerinden kesme hızı (V), radyal ilerleme (S_r), kullanılan kesme sıvısı; vidalı parçanın malzemesi ve takım malzemesine uygun olarak seçilmektedir (Memmedov ve Fetullayev,1973a).



Şekil 2.19 : Vida plakası mekanik tespit edilmiş API standartlarına göre nipel-manşon vidalarının açılmasında kullanılan vida kalemi ve plaketi



Şekil 2.20 : Nipel-manşon vidalarının açılmasında en yaygın kullanılan kesme şemaları

İmal edilen nipel ve manşonların yapıldığı malzeme; API standardında, kimyasal bileşimine (Tablo 2.3) ve mekanik özelliklerine (Tablo 2.4) göre önemli derecede bir farklılık göstermeden dünyanın çeşitli bölgelerinde kullanılmaktadır.

Nipel vidalarının açılmasında ISO standardına göre; P grubuna dahil olan sert metal takım malzemeleri kullanılmaktadır. Bu malzemelerin bileşiminde çeşitli oranlarda WC, TiC, TaC, ve kobalt bazlı malzemeler kullanılmaktadır (Kerşenbaum ve diğ., 1973).

Tablo 2.3 : Vidalı birleştirme elemanlarının üretildiği malzemeler, üretildikleri ülkeler ve kimyasal bileşimleri (Sultanov, 1969)

Ülke	Gösterim	%C	%Si	%Mn	%Cr	%Ni	%Mo
RUSYA	40XH	0.36-0.44	0.17-0.37	0.50-0.80	0.45-0.75	1.00-1.40	-
	40XHMA	0.37-0.44	0.17-0.37	0.50-0.80	0.60-0.90	1.25-1.65	0.15-0.25
	45Y	0.42-0.50	0.17-0.37	0.50-0.80	-	-	-
POLONYA	35HM	0.30-0.40	0.17-0.30	0.40-0.70	0.90-1.20	≤ 0.30	0.15-0.25
	34HNM	0.32-0.40	0.17-0.37	0.40-0.70	1.30-1.70	1.30-1.70	0.15-0.25
	36HNM	0.32-0.40	0.17-0.37	0.50-0.80	0.90-1.20	0.90-1.20	0.15-0.25
ROMANYA	40H	0.37-0.45	0.17-0.37	0.50-0.80	0.80-1.10	≤ 0.30	-
	D	0.45-0.52	0.20-0.35	0.60-0.85	-	-	-
AUSTURYA	42CrMo4	0.38-0.45	0.17-0.37	0.40-0.70	0.90-1.20	≤ 0.30	0.15-0.25
FRANSA	SAE1040	0.36-0.45	0.20-0.35	0.60-0.90	-	-	-
	SAE4140	0.38-0.43	0.20-0.35	0.75-1.00	0.80-1.10	-	0.15-0.25
	SAE3140	0.38-0.43	0.20-0.35	0.70-0.90	0.55-0.75	1.10-1.40	-
ALMANYA	34CrMo4	0.32-0.40	0.17-0.37	0.40-0.70	0.90-1.20	≤ 0.30	0.15-0.25
A. B. D	SAE4140	0.38-0.43	0.20-0.35	0.75-1.00	0.80-1.10	-	0.15-0.25
	SAE5140	0.38-0.43	0.20-0.35	0.70-0.90	0.70-0.90	-	-
	SAE8640	0.38-0.43	0.20-0.35	0.75-1.00	0.40-0.60	0.40-0.70	0.15-0.25
	SAE9840	0.38-0.43	0.20-0.35	0.70-0.90	0.70-0.90	0.85-1.15	0.20-0.30

Tablo 2.4 : Vidalı birleştirme elemanlarının üretildiği malzemeler, üretildikleri ülkeler ve mekanik özellikleri (Sultanov, 1969)

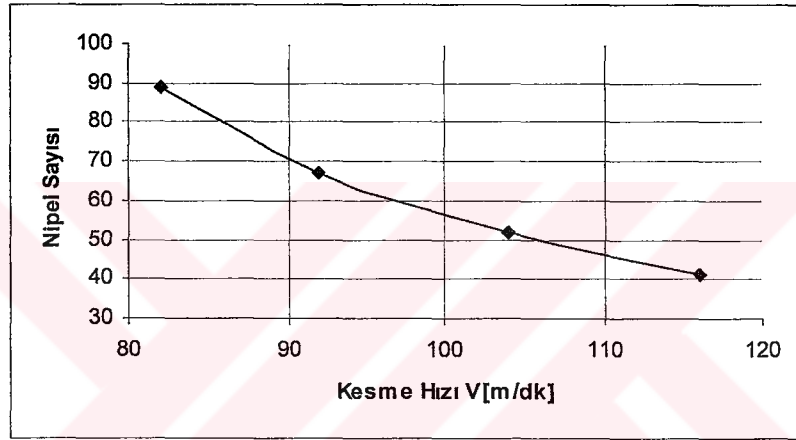
Ülke	Gösterim	Min. Kopma Mukavemeti MPa	Min. Akma Mukavemeti MPa	% uzama	% Kesit Daralması	Darbe Dayanımı Kgm/cm ²
RUSYA	40XH;40XP	765	567	14	50	8
	40XH;40XP	883	736	10	45	7
	45	687	441	14	50	5
POLONYA	35HM	834	-	12	45	8
	34HNM	883	-	14	55	8
	36HNM	834	687	15	55	10
ROMANYA	41C10	834	-	12	-	8
AUSTURYA	42CrMo4	883	687	-	-	8
	34CrMo4	883	687	-	-	8
ALMANYA	36CrNiMo4	1030	883	12	-	6
	34CrNiMo	1030	883	11	-	6

Nipel-manşon elemanları imalattan önce 800-840°C'de sertleştirildikten sonra madeni yağ ortamında 600-650°C'ta menevişlenir ve suda soğutulur. Bu ısıl işlemi nipel-manşon malzemesi sertliğinin 280-320 HB'den daha aşağı olmasını sağlamaktadır (Sultanov, 1969).

Vidalar otomatik çevrim içinde, dış yüksekliği H'a bağlı olarak 20-27 pasoda açılmaktadır. Başlangıç pasolarında radyal ilerleme $S_r=0,4-0,1$ mm, son 3-4 pasoda ise $S_r= 0,1- 0,00$ mm olarak alınmaktadır. Vidanın yüzey pürüzlülüğünü ve hassasiyetini sağlamak için son pasolarda çeşitli S_r değerleri ve bunların kombinasyonları ($S_r=0,1-0,05- 0,00$; $S_r= 0,05-0,05-0,00$; $S_r= 0,1-0,01-0,00-0,00$ vs.) ve genellikle %5-10 arasında bor yağı bileşimli kesme sıvısı kullanılmaktadır.

Vida açma ortamı ile ilgili kesme hızı (V) pratik olarak 80-120 m/dk aralığında kullanılmaktadır. Bu hızlarda takımın ömrü 15-20 dakika arasında olmaktadır

(Sultanov, 1969; Kersenbaun, 1973). Şekil 2.21’de takımın optimal geometrisinde ($\alpha_0 = 7^\circ-10^\circ$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 3,5-5^\circ$, $\gamma = 0$, $\gamma_{Pah} = 0,7-0,5 = -10^\circ$), kesme sıvısı kullanılarak (%10’luk Bor yağı), inç’te 5 diş olan, büyük çapı 108 mm olan niplele çeşitli kesme hızlarında vida açılması sırasında, takımın kaç nipel ürettiği grafik olarak verilmektedir. Burada vida takımının ömrü; vida kaleminin serbest yüzeyindeki aşınma alanının genişliği ile değil, açılan nipel vidasının hassasiyetinin sağlanamaması ile ölçülmektedir. Şekil 2.21’de verilen grafikte görüldüğü gibi, kesme hızı yükseldikçe takım ömrüne düşen nipel sayısı azalmaktadır. Burada bahsedilen optimum kesme faktörleri takım ömrü ve geometrik hassasiyete göre optimize edilmiş faktörlerdir.



Şekil 2.21 : Kesme hızına bağlı olarak bir kalem ile üretilen bağlantı nipel sayısı (Sultanov, 1969)

Tüm bunlar göz önüne alınarak Fetullayev (1983), deneylerinde; bileşiminde %78 WC, %14TiC, %8 kobalt olan ISO standardı da göre P gurubuna dahil sert metal takımlar kullanarak, takımın geometrisini de $\alpha_0 = 10^\circ$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 5^\circ$, $\gamma = 0$, $\gamma_{f=0,5} = -10^\circ$ olarak almıştır. Deneyler $V=92$ m/dk kesme hızında 20 pasoda kesme sıvısı kullanılarak yapılmıştır. Pasolarda radyal ilerleme S_r 'nin (0,1mm-0,1mm-0,05mm) , (0,1mm-0,05mm-0,01mm) ve (0,1mm-0,01mm-0,01mm) son 3'er paso kombinasyonları kullanılmıştır.

Araştırılan kesme hızları 58 m/dk, 92 m/dk, 146 m/dk'dır. $V=92$ m/dk kesme hızında son pasolarda $S_r=0,1-0,1-0,1$ kombinasyonunda vida açma; kesme sıvısı kullanılmadan yapılmıştır. Tüm bu imal faktörleri ve imal koşullarında diş dibi yarıçapı 0,508 mm olan vidaların diş dibinde artık gerilmeler ve yüzey pekleşmesi ölçülmüştür. İmal edilen malzemenin mekanik ve kimyasal özellikleri; Tablo 2.4'ün

birinci satırında 40XH olarak geçen malzeme bileşimi ile aynıdır. Deneyler; profil kesme şeması kullanılarak yapılmıştır (Şekil 2.20-A). Elde edilen artık gerilme ölçüm sonuçları Şekil 2.47’de verilmiştir.

2.6. Talaş Kaldırma Sisteminin Parçanın Yorulma Dayanımına Etkisi

Talaş kaldırma sistem olarak talaşın oluşma mekanizmasını, yüzey tabakasının meydana gelişini ve takımın aşınmasını kapsayan bir bütündür (Zorev, 1956; Bobrov, 1975; Starkov, 1984; Astakhov, 1999a). Bu sistemin ne kadar gerçeği yansıttığı ve çözdüğü problemlerin hataları, talaşın oluşma mekanizmasının açıklanmasında kullanılan teorilerle doğrudan ilgilidir. İmal faktörlerinden kesme hızı (V), ilerleme (S), kesme derinliği (t), paso sayısı (i), kesme sıvısı, iş parçasının imal usulü, ısıl işlemi, imal sırasında parçanın tezgâha tespit edilme yöntemi, iş parçasının kimyasal bileşimi, takımın geometrisi, takım malzemesinin fiziksel, kimyasal, mekanik özellikleri, imal ortamı ve bütün bu faktörlerin çeşitli kombinasyonları talaş kaldırma sistemini etkilemektedir.

Talaş kaldırma sistemini oluşturan; talaşın oluşması, takım aşınması ve parça yüzeyinin şekillenmesi araştırmacılar tarafından ayrı ayrı olarak incelenmiştir (Zorev, 1956). Talaş kaldırmada en fazla enerji (iş); talaşın oluşmasına harcanan enerjidir (Bobrov, 1975). Takımın talaş ve serbest yüzeylerinde talaş ile talaş yüzeyi arasındaki sürtünmeye harcanan enerji, talaşın oluşmasına harcanan enerjinin %30-35’ini, serbest yüzeyin kesme yüzeyi ve imal edilmiş yüzey arasındaki sürtünmesine harcanan enerji ise %0,5-10’unu oluşturmaktadır (Bobrov, 1975; Starkov, 1989). Talaşın oluşmasına harcanan enerji (W); imalat faktörleri, kesme hızı (V), radyal ilerleme (S_r), kesme derinliğine (t) bağlı olarak takımın talaş yüzeyini etkileyen R talaşı oluşturan kuvvetin P_z ’ ve P_x ’ bileşenleri veya yalnız talaşın sıkışma katsayısı K_a kullanılarak P_z ’ bileşeni ile hesaplanabilir. P_z ’ ve K_a deneysel olarak bulunur. R kuvvetinden faydalanılarak etki açısı ω , talaşın sıkışma katsayısından faydalanılarak kayma açısı ϕ veya birim şekil değişimi ε belirlenir. Takımın talaş ve serbest yüzeylerindeki sürtünmeye harcanan enerji takımın aşınmasını, serbest yüzeydeki enerji ise yüzeyin oluşumunu sağlamaktadır. Takımın talaş ve serbest yüzeylerindeki sürtünmeye harcanan enerji; değerce düşük olmasına rağmen küçük bir alanda etkili olduğundan (odaklandığından) (Talaşla talaş yüzeyi arasındaki ve serbest yüzeyin

kesme yüzeyi ile imal olunmuş yüzeyler arasındaki temas alanlarında), oluşan enerjinin %99'u ısıya dönüştüğünden temas alanlarında yüksek sıcaklık oluşturmaktadırlar. Sonuç olarak; talaş kaldırma sistemi parça yüzeyinde mekanik, fiziksel ve kimyasal açıdan ana malzemenin aynı özelliklerinden farklı bir yüzey tabakası oluşturmaktadır (Zorev, 1956; Jackobus, 2000). Bu tabakanın kalınlığı, talaş kaldırma yöntemi ve talaş kaldırma elemanlarının oluşturduğu koşulların etkisiyle 5-100 mikron veya daha fazla olabilmektedir. İşte parçanın yorulma dayanımını önemli derecede etkileyen faktör bu tabakadır (Almen ve Black, 1963; Aran, 1989; Matsumoto ve diğ., 1991).

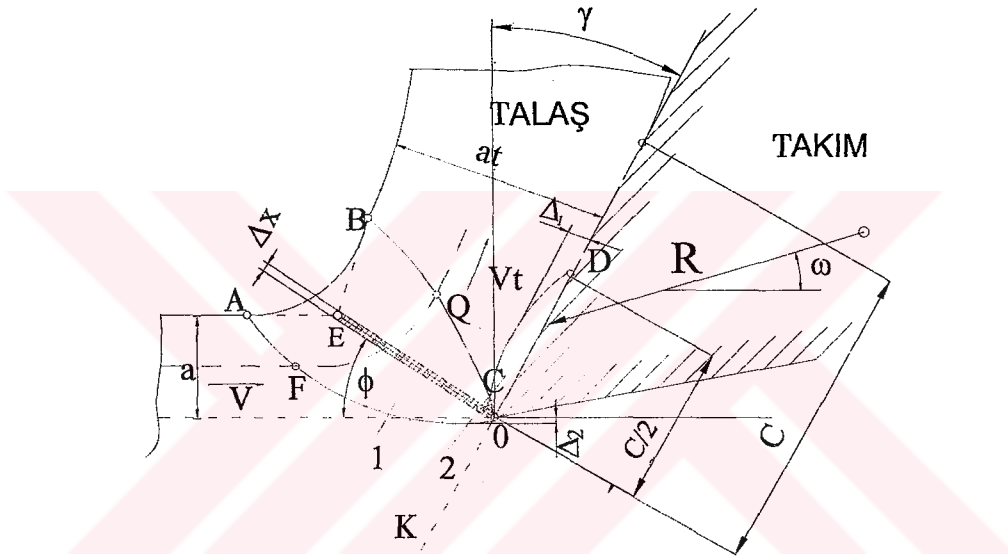
2.6.1. Talaşın oluşma mekanizması

Talaşın oluşma mekanizmasının araştırılması; talaş kaldırma sürecinde takımın geometrik parametrelerinin optimal değerlerinde en yüksek takım ömrünün, en yüksek verimin, yüzey ve yüzey tabakasının kalitesi de dahil olmak üzere imal olunan parçanın istenilen kalitesinin ve talaş kaldırmaya harcanan minimum enerjiyi sağlayan imal faktörlerinin ve koşullarının optimal değerlerinin belirlenmesi amacı ile yapılmaktadır.

Bu amaçla talaş kaldırma sırasında talaşın yüzeyden kopma mekanizması ve bu sırada oluşan fiziksel etkiler; Bricks (1896), Ernst (1938), Merchant (1945), Hill (1950), Lee ve Sheaffer (1951), Stabler (1951), Zorev (1956), Palmer ve Oxley (1959), Kobayashi ve Thomsen (1962), Oxley (1989) gibi araştırmacılar tarafından katı malzemenin deformasyon teorisine, gerilme durumuna, plastisite ve elastisite teorilerine dayanarak açıklanmaya çalışılmıştır. Araştırmalar sırasında bir dizi sadeleştirmeler ve varsayımlar kullanılmıştır.

1. İşlenen parçanın malzemesi izotropdur.
2. Talaşın genişliği kaldırılan tabakanın genişliğinden çok farklı olmadığından talaşın oluşma alanındaki deformasyon, düzlem birim şekil değiştirme (genleme) olarak kabul edilmiş ve kaldırılan tabakanın genleme hali saf kayma olarak değerlendirilmiştir. Şekil 2.22'de talaşın oluşması bazı sadeleştirmelerle gösterilmiştir (Zorev, 1956).

3. Talaş yüzeyi karşısında I. deformasyon alanı denilen OABCO alanı yerleşmektedir. Bu alanın merkezi ana ağızdan çıkarak yelpaze şeklinde dağılmaktadır. Bu alanın alt kısmı eğri hatlı olup (OA) kesme yüzeyinin uzantısını kesmektedir, yukarı kısmı ise (OB) kabarık olarak uzunluğuna göre OA'dan 2-4 defa daha küçüktür. OA hattının solunda imal edilen malzemenin deformasyona uğramamış taneleri, OB'nin sağında ise kaldırılan (a) tabakasının talaşa dönüşmüş taneleri yer almaktadır. Kaldırılan (a) tabakasının taneleri, takıma göre (v) kesme hızı ile ilerleyerek, F noktasında deformasyona uğramaya başlayıp kendi hareket yörüngesi ile daha fazla şekil değişimine uğrayarak Q noktasında (v_t) talaş hızını almaktadır.



Şekil 2.22 : Ortogonal kesmenin şeması

4. Talaş oluşma alanındaki şekil değişiminin kapsadığı genişlik; gerçekte çok küçük olduğundan, onun yelpaze gibi dağılmış kayma düzlemlerinden değil, birbirlerine paralel Δx kalınlığındaki düzlemlerden oluştuğu kabul edilmiştir (Şekil 2.22).
5. Δx düzlemlerinin kalınlıkları çok küçük olduğundan, hesaplamalarda bu tabakada yerleşen birbirine paralel kayma düzlemlerine tek bir OE düzlemi gibi bakılabilir. Bu düzleme kayma genlemesi düzlemi denir. Kayma genlemesi düzlemi ile kesme düzlemleri arasındaki açı, kayma açısı (ϕ) olarak adlandırılır.
6. I. deformasyon alanından geçen talaş, talaş yüzeyi ile temas alanından geçerek II. deformasyon alanı denilen CD hattı ile sınırlandırılan alanda tekrar şekil değişimine uğramış olur. II. Deformasyon alanının OD genişliği, temas alanı

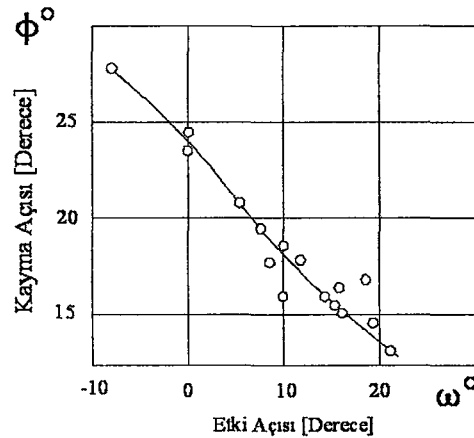
genişliği C'nin tahminen yarısını ($C/2$) kapsamış olur. CD alanında deformasyona uğrayan talaş kalınlığının tahminen 0,1 mm'de (Δ_1) kazandığı deformasyon, talaşın genel deformasyonundan 20 kat daha yüksek olabilir.

7. Kaldırılan a tabakasını C temas alanı boyunca etkileyen R kuvvetine, talaş kaldırma kuvveti denir ve bu kuvvet kesme düzleminin uzantısı altında OK tarafsız ekseninin solunda basma, sağında ise çekme gerilmesi oluşturur.

Talaşın oluşmasına talaş kaldırma sırasında çeşitli faktörler etki etmektedirler. Bu faktörlerden 4'ünün etkisi doğrudan gerçekleşir. Talaşın oluşmasına harcanan enerji, kayma açısı (ϕ) ile değerlendirilir. Bu açı, talaş kaldırmaya harcanan enerjinin göstergesidir. Kayma açısının (ϕ) küçülmesi harcanan enerjinin arttığını gösterir. Talaşın oluşmasında rol alan diğer faktörler aşağıda kısaca aşağıda açıklanmıştır:

1- Etki açısı ω : Bu açı R talaş oluşturan kuvvet ile kesme yüzeyi uzantısı arasındaki açı olup talaş yüzeyindeki sürtünme açısı ξ ile talaş açısı γ 'nın farkına eşittir. ω 'nın artması ile kayma açısı küçülmektedir (Şekil 2.23). Deneysel ω değerinin değişmesi ξ 'nin farklı değerleri kullanılarak elde edilmiştir.

2- Talaş açısı γ : büyüdükçe ϕ 'nin değeri de artmaktadır. Talaş yüzeyindeki sürtünme açısının değeri; bu deneyler yapılırken farklı yöntemlerle sabit tutulmaktadır. Deneysel ve teorik çalışmalar göstermektedir ki; γ en fazla talaşın sıkışma katsayısına (K_a) ve kayma genlemesine (ϵ) etki yapmaktadır (Şekil 2.24).

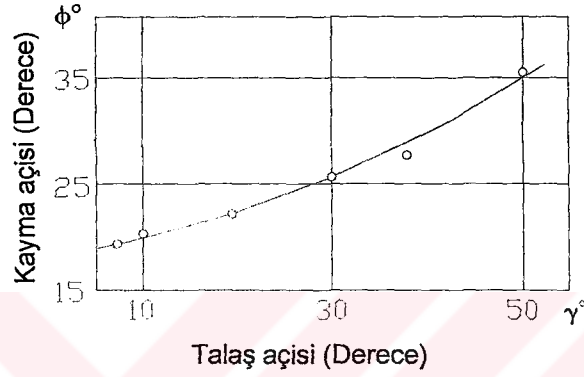


Şekil 2.23 : Etki açısı ile nispi kayma açısı arasındaki ilişki (Zorev, 1956)

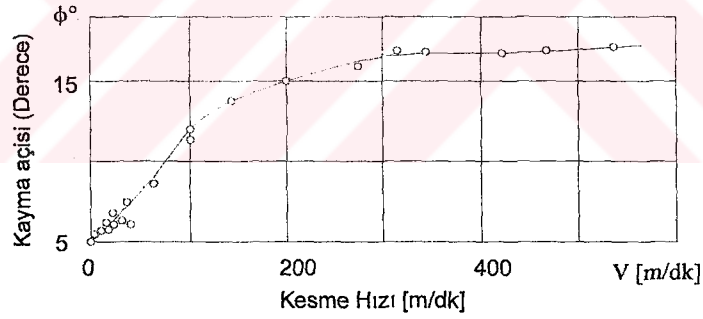
3- Kesme hızı V : Kesme hızının artması talaş alanında sıcaklığın artmasına, sürtünme açısının (ξ) azalmasına neden olmaktadır. Kesme hızı (V) arttıkça, kayma açısının (ϕ) değeri de artmaktadır (Şekil 2.25).

4- Malzemenin mekanik özellikleri: kayma dayanımı (kayma akma gerilmesi-A) yükseldikçe kayma açısı da (ϕ) artmaktadır (Şekil 2.26).

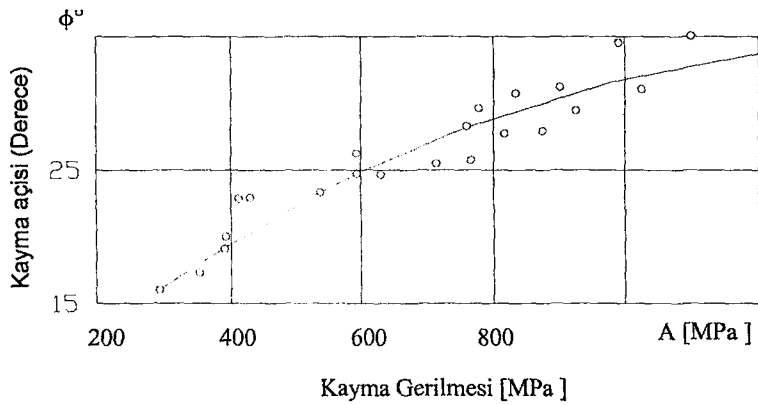
Şekil 2.26'ya göre ϕ 'nin artması talaş kaldırmaya harcanan işin, yani kaldırılan tabakanın talaşa dönüşmesine harcanan enerjinin azalmasına neden olmaktadır.



Şekil 2.24 : Talaş açısı γ ve kayma açısı ϕ arasındaki ilişki (Zorev, 1956)



Şekil 2.25 : Kesme hızı ve kayma açısı arasındaki ilişki (Zorev, 1956)



Şekil 2.26 : Kayma gerilmesi ile kayma açısı arasındaki ilişki (Zorev, 1956)

2.6.2. Takım aşınması

Takımlar; talaş kaldırma esnasında yüksek basınç, sıcaklık ve temas alanlarındaki görelî hareket nedeni ile aşınmaktadırlar. Tüm imalat yöntemlerinde takımın serbest yüzey boyunca aşınması baskın mekanizma olarak ortaya çıkmaktadır. Sunak malzemelerin imalinde aşınma her iki yüzey üzerinde oluşabilir. Sert metal takımlarda aşınmanın yanı sıra çeşitli nedenlerle ana ağızdan küçük parçaların kırılıp kopması da olabilir. Bu tür kopma takımın aşınmasını hızlandırır ve yüzey pürüzlülüğünü artırır.

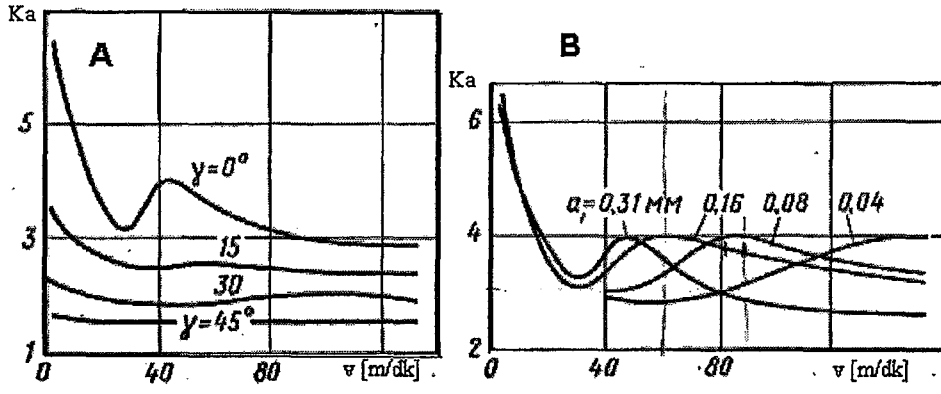
Fiziki mahiyetine göre imal koşulları ile ilgili abrasif, adhezif, difüzyon ve oksidasyon gibi aşınma çeşitleri vardır. İmal sırasında takımın aşınmasında birkaç aşınma türü birbirine karışabilir (Bobrov, 1975).

Aşınmaya etki eden en önemli faktörler; kaldırılan tabakanın kalınlığı (a), kesme hızı (V) ve kesme derinliğidir. Bu faktörlerden, kaldırılan tabakanın kalınlığı ve kesme hızının aşınmaya etkisi aynıdır (Bobrov, 1975). Kesme derinliği ise aşınmayı bu faktörlerden daha az etkilemektedir. Bu parametrelerin yanı sıra takımın talaş açısı (γ), sertliği, serbest açısı (α), kullanılan kesme sıvısı, imal olunan malzemenin sertliği gibi faktörler de aşınmaya etki yapmaktadır. İlerleme hareketi (S) büyüdükçe takımın aşınması da hızlanır. Aşınma kriteri olarak genellikle serbest yüzey boyunca aşınmış alanın genişliği kabul edilir (WB). Bunlardan başka aşınma kriteri; radyal aşınma (aşınma sırasında plakanın kesme derinliği yönünde kısalması), takım ağzının gittiği yolun uzunluğu ve aşınmış malzemenin kütlesi gibi büyüklükler de olabilir.

2.6.3. İmal edilen yüzey tabakasının oluşumu

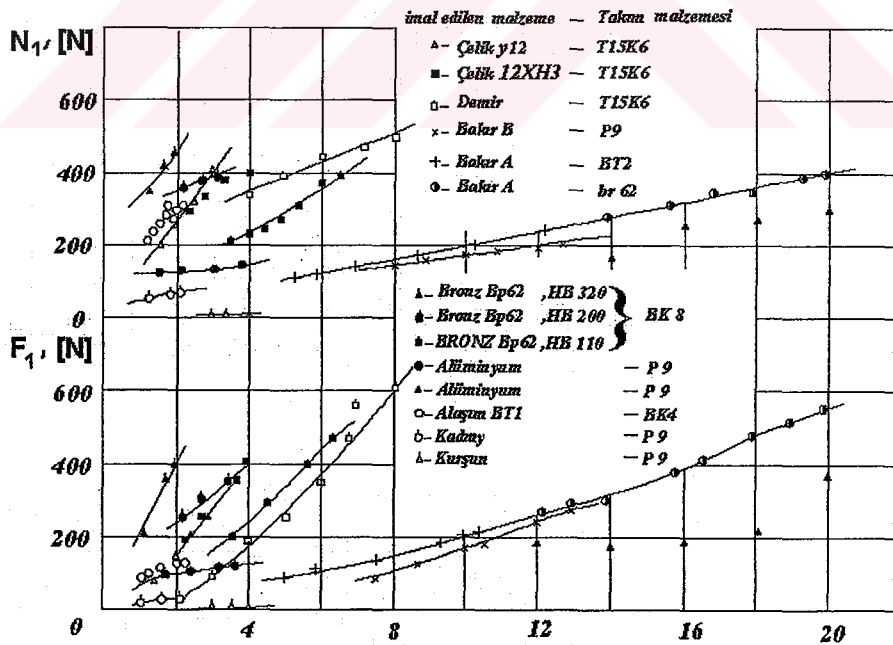
Takımın serbest yüzeyi ile kesme yüzeyi arasındaki temas alanı, talaş kaldırma sürecinde ana ağzın karşısında oluşan plastik deformasyonun ardından elastik kalkma sonucunda meydana gelmektedir. Bu temas alanı çok küçük olduğundan, bu alanda büyük kuvvetler oluşmamaktadır.

Gerçek çalışma ortamında ana ağzın yarıçapı (ρ), serbest yüzeyin temas alanı ile talaş yüzeyi arasında bir geçit oluşturmaktadır. Takımın serbest yüzeyinin toplam temas alanı, üç alanın toplamından oluşmaktadır. Bu alanlar; ρ yarıçapının oluşturduğu DE alanı, aşınmış alan EM ve serbest yüzeyin temas alanı MN'dir (Şekil

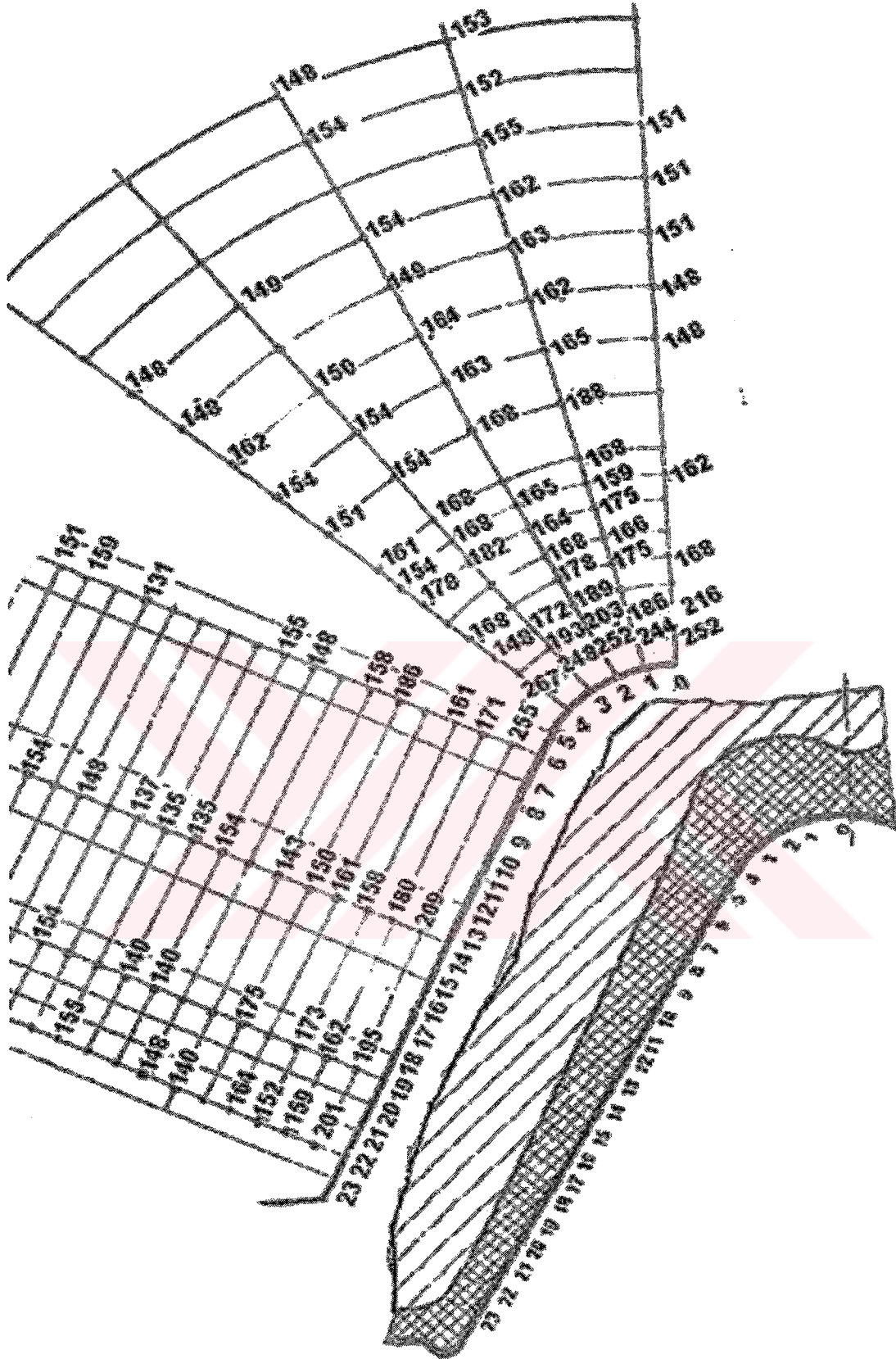


Şekil 2.29 : Talaş açısı ve talaş kalınlığının K_a 'ya etkisi (Rosenberg ve Yeromin, 1956)

Şekil 2.29 A-Kesme hızının, çeşitli talaş açılarında (γ) talaşın kalınlaşma katsayısı (K_a) ya etkisi. İmal edilen malzeme : Bileşiminde %2 C olan Cr'lu düşük alaşımlı çelik; yerleştirme açısı $\phi = 45^\circ$; Kaldırılan tabakanın kalınlığı $a_1 = 0,31$ mm; kesme derinliği $t = 1$ mm; Şekil 2.29 B-Kesme hızının, kaldırılan tabakanın (a_1) çeşitli değerlerinde talaşın kalınlaşma katsayısına (K_a) etkisi. İmal edilen malzeme bileşiminde %0.2 C olan Cr'lu düşük alaşımlı çelik Talaş açısı (γ) = 0° ; yerleştirme açısı $\phi = 45^\circ$, kesme derinliği (t) = 1 mm



Şekil 2.30 : Çeşitli mekanik özelliklere sahip malzemelerin talaş sıkışma katsayısının takımın serbest yüzeyindeki normal ve sürtünme kuvvetlerine etkisi (Poletika, 1964)



Şekil 2.31 : Talaşlı imalat sırasında vida dişi profili boyunca pekleşme derinliği ve pekleşme değerleri. Vida profili boyunca mikro sertlik değerleri, kg/mm^2 (Memmedov ve Fetullayev , 1973b)

2.6.4. İmal faktörlerinin yüzey sertleşmesi, artık gerilmeler ve pürüzlülüğe etkisi

Yüzey tabakası kalitesinin parçanın yorulma dayanımını önemli derecede etkilemesi nedeni ile ve talaş kaldırmanın parça yüzeyinde ana malzemenin özelliklerinden farklı özelliklere sahip yeni bir tabaka oluşturmasından dolayı birçok araştırmacı; imal faktörlerinin yüzey sertleşmesine, yüzeydeki artık gerilmelere ve yüzey pürüzlülüğüne etkisini araştırmıştır. İmal faktörlerinin yüzeyin bu özelliklerine etkileri bilinirse, yorulma dayanımları ile ilgili yorumlar yapmak için bu bilgiler faydalıdır.

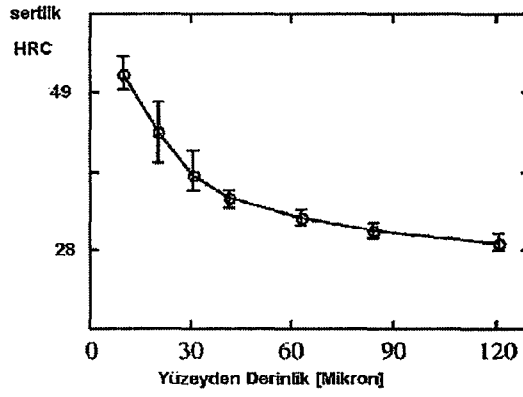
2.6.4.1. Yüzeyin sertleşmesi

Talaş kaldırma sisteminin birçok elemanı; kesme hızı V , ilerleme S , talaş açısı γ , kullanılan kesme sıvısı, takımın aşınması ve geometrik parametreleri, malzemenin sertliği vb. faktörler yüzey sertleşmesine etki etmektedirler. Kesme derinliği gibi bazı faktörlerin ise yüzey sertleşmesine önemli bir etkisi olmamaktadır.

Yüzeyin sertleşmesi açısından S , V ve γ parametreleri değerlendirildiğinde görülür ki; yüzeyin sertleşmesi ve sertleşme derinliği doğrudan yüzeydeki şekil değişimine ve kesme kuvvetlerine bağlı olduğu görülmektedir. Her ikisi arttıkça sertleşme değeri ve etkilediği derinlik doğrudan yükselmektedir. Talaş açısı γ 'nın küçülmesi, S 'nin büyümesi (kaldırılan tabakanın kalınlığının artması) yüzeydeki sertleşme miktarı ve derinliğinin yükselmesine neden olmaktadır. Kesme derinliğinin (t) artması sertleşme ve sertleşme derinliğine önemli etki yapmamaktadır (**Bobrov 1975**). Kesme hızının yüzeydeki sertleşmeye ve derinliğine etkisi, talaşın sıkışma katsayısına etkisi gibidir. Takımın serbest yüzeyindeki aşınma arttıkça sertleşme ve derinliği artmaktadır.

Şekil 2.32'de talaşlı imalattan sonra yüzeyin sertleşme eğrisi verilmiştir. Genel olarak talaş kaldırmada en büyük sertleşme yüzeyde oluşmaktadır ve yüzeyden derine gittikçe sertleşme değeri düşmektedir. İmal faktörleri ile ilgili olarak yüzeydeki sertleşme derecesi %5-10'dan %200'e kadar değişebilmektedir*.

* Sertleşme derecesi $U = (H_s - H_m) / H_m \cdot 100$, H_s yüzeyde sertleşme sonucu oluşmuş sertlik, H_m sertleşmeye uğramamış ana malzeme sertliği



Şekil 2.32 : AISI 4340 Çeliğin işlenmesi sırasında yüzey tabakanın sertleşmesi.

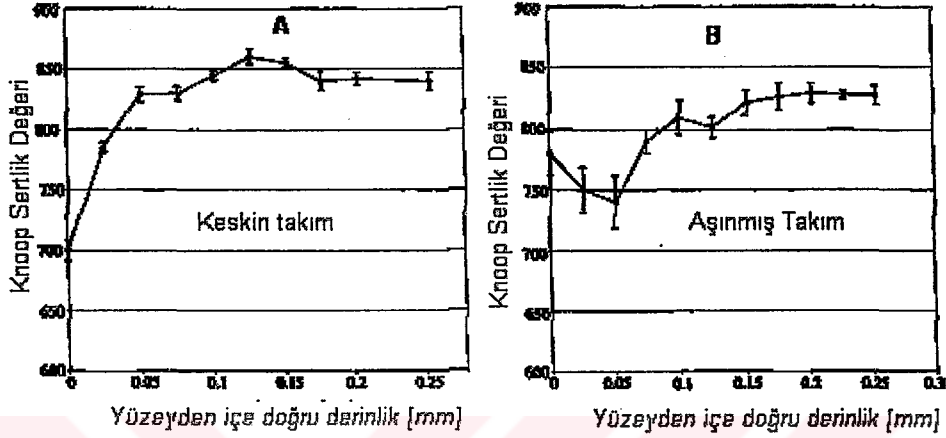
Şekil 2.32’de Kesme şartları: Kesme hızı 3-4,5 m/sn, Kesme derinliği 0,1-0,2 mm, ilerleme 0,013- 0,1 mm/devir, aşınma 0,55-1,2 mm, CBN takım, uç yarıçapı 0,8 mm, 5° serbest açısı, -30° talaş açısı olmuştur (**Chou, 2002**)

Şekil 2.32’de negatif talaş açılı takım ile elde edilmiş yüzey sertleşmesi verilmiştir. Buna göre 3,5-4 m/sn kesme hızında, 0,1-0,2 mm/dev ilerleme değerinde 4340 malzemenin CBN takım ile işlenmesinde sertleşme derecesi yaklaşık %75 olmuştur. Talaş kaldırma sırasında perlit yapıda AISI 4340 çelik malzeme 28 HRC den 49 HRC ye kadar sertleşmiştir (**Chou, 2002**).

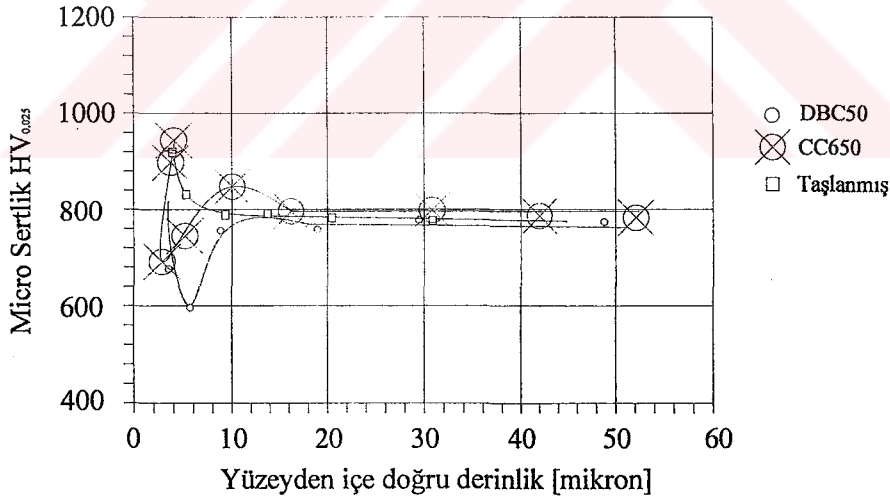
Yukarıda verilen kesme hızı ve ilerleme gibi imal faktörleri, her zaman yüzeyi şekil 2.32’de verildiği gibi sertleştirmemektedir. Değişik kesme hızı ve ilerleme değerlerinde farklı malzemelerde yüzey sertleşmesi de farklılaşmaktadır. Bazı durumlarda yüzey sertleşme yerine yumuşamaktadır. Şekil 2.33’te **Salah ve Lui’nin (2000)** yaptıkları araştırmada; AISI 52100 çelik malzemeyi $V=106,7$ m/dk kesme hızında 0,05 mm/dev ilerleme de BZN 8100 süper abrazif takım ile tormalanması sırasında yüzey tabaka yumuşamıştır. Bunun nedeni; malzemenin önceden özel bir ısıtma işlemi uğramış olması olabilir. Aynı malzemenin aynı imal faktörleri ile aşınmış takım ile imalinde ise, yine farklı bir yüzey yumuşaması görülmektedir. Benzer bir çalışmada **EI-Wardany ve diğ. (2000)** 60-62 HRC sertlikte D2 takım çeliğinin PCBN takım ile tormalanması sırasında yüzeyin sertleşmesine en fazla etkiyi takım aşınmasının yaptığını belirlemişlerdir.

Alexandre ve Aspinwall’in (1996) yaptıkları bir çalışmada ise 62 HRC’ye sertleştirilmiş AISI 52100 çeliğin kesme hızı (V) =200 m/dk’da, ilerleme (S) =0,06 mm/ dev.’de ana ağzın geometrisi belli olan takımlarla imalinde (tormalanmasında)

ise, yüzeyde 2-3 mikron derinliğe kadar düşük bir pekleşme görülmektedir. 10 mikronluk bir derinlik aralığında malzeme yaklaşık 920 HV'den 600 HV'e kadar yumuşadıktan sonra tekrar ana malzemenin sertliğine ulaşmıştır. Aynı malzemenin taşlanması sonucunda, yüzeyin 3-5 mikron derinliğine kadar 900 HV'ye kadar sertleşmiş, sonra ise bu sertleşme düşerek 10 mikron derinde ana malzeme sertliğine eşit olmuştur (Şekil 2.34).



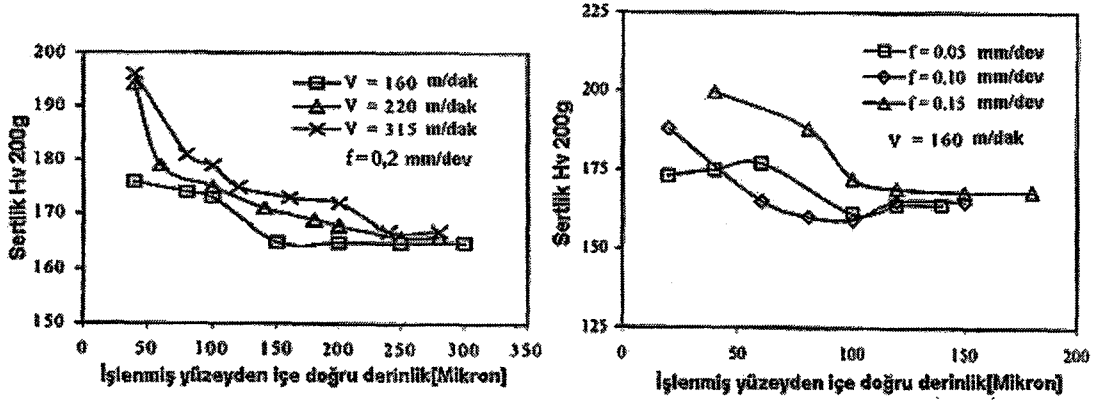
Şekil 2.33 : Tornalamada takım aşınmasının yüzey tabakanın sertliğine etkisi. Malzeme AISI 52100 çelik, Akma gerilmesi=1725 MPa, PCBN (BZN 8100) süper abrazif takım, $V=106,7$ m/dk (Salah ve Lui., 2000)



Şekil 2.34 : Yüzey tabakanın mikro serliği (taşlama ve tornalama) Kesme Hızı 200 m/dk, ilerleme 0,06 mm/devir, AISI 52100 malzeme, 62 HRC, Taşlama Hızı 23 m/s. (Alexandre ve Aspinwall, 1996)

Alexandre ve Aspinwall'e (1996) göre; aynı malzeme farklı imal faktörlerinde tornalandığında yüzey sertleşmesi farklı sonuçlar vermiştir. Bu malzemenin başka imal usulü ile (taşlama) imalinde yüzey sertleşmesi ana ağzın geometrisi belli olan takımla imal edilmiş yüzeylerin sertleşmesinden farklı olmuştur. İki farklı takımla

tornalama sonucunda yüzeyin 5-6 mikron altında yumuşamış bir bölge oluşmasına karşın taşlamada bu durum gözlenmemiştir.



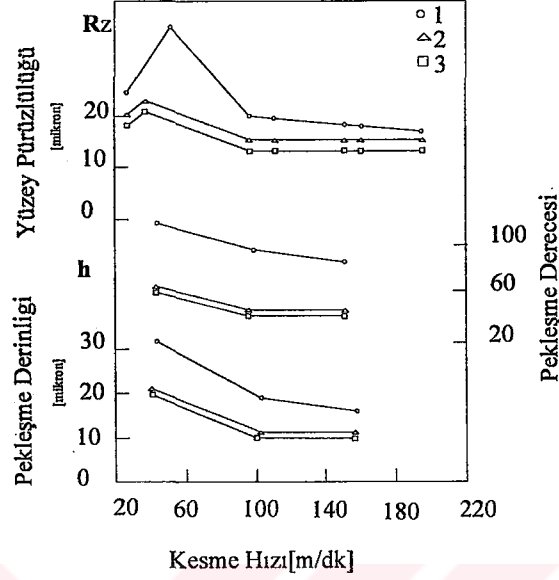
Şekil 2.35 : Frezelemede kesme hızı ve ilerlemenin parça yüzey tabakasının sertliğine etkisi. Malzeme % 0,35 C'lu çelik, Sertlik 160 HV, Sert karbür uçlu freze takımı, diş sayısı 8, Serbest açı $\alpha = 6^\circ$, talaş açısı $\gamma = 0^\circ$, Kesme derinliği 0,5 mm, Takım çapı 100 mm (Bouzid ve diğ., 2001)

Şekil 2.35'te sünek bir malzemenin 160-315 m/dk hızlarında frezelenmesi sonucunda, kesme hızının artması ile yüzeyin sertleşmesinin arttığı görülmektedir. Kesme hızındaki bu değişim yaklaşık 250 mikronluk bir derinliği etkilemiştir. Aynı zamanda 160m/dk kesme hızında ilerleme değerinin 0,05 mm/dev.'den 0,15 mm/dev.'e kadar yükselmesi sonucunda yüzey sertleşmesi artmış derinliği de 150 mikron'a çıkmıştır.

Bouzid ve diğ.'nin (2001) araştırmasında elde edilen sonuçlar ile Şekil 2.32'de verilen Chou'nun (2002) sonuçları karşılaştırıldığında, imal edilen malzemenin sertliği yükseldikçe, yüzeyin sertleşmesi ve sertleşmesi derecesinin arttığı görülmektedir. Bu artış yumuşak malzemede %21 iken (Şekil 2.35) sert malzemede %75'e çıkmıştır (Şekil 2.32), ancak yumuşak malzemede sertleşme derinliği bir miktar yüksek olmuştur.

Şekil 2.36'dan da görüldüğü gibi, takım malzemesi bileşimi ve kaplama malzemesi değiştikçe, kesme hızının artması ile yüzeyin sertleşme derinliği ve sertleşme derecesi azalmaktadır. Yüzeyin sertleşmesine ve sertleşme derecesine en fazla etki yapan takım malzemesi, kaplanmamış volfram karbür (WC) ve titanyum karbür (TiC) takım malzemesidir. Bunun başlıca nedeni kaplanmış takım malzemeleri ile kesmede temas alanındaki sürtünme katsayısının düşük olmasıdır.

Sonuç olarak; malzemenin sertliği, ısıl işlemi, imalin türü, takımın geometrisi ve malzemesi gibi faktörlere bağlı olarak, yüzey sertleşmesinde büyük ölçüde değişim elde edilebileceği görülmüştür.



Şekil 2.36 : Kesme hızının yüzey pürüzlülüğü Rz'ye, yüzeyin pekleşme derinliğine (h) ve yüzeyin sertleşmesi derecesine etkisi.

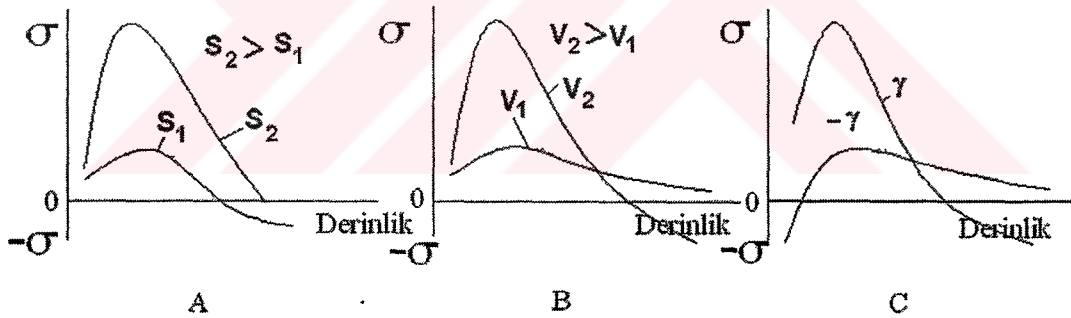
Şekil 2.36'da İmal faktörleri $S = 0,15$ mm/devir, kesme derinliği $t = 0,5$ mm, 1- WC, TC içerikli takım 2-TiC kaplanmış WC'li takım 3- TiN kaplanmış WC takımıdır (Verşaka ve Tretyakov, 1986)

2.6.4.2. Artık gerilmeler

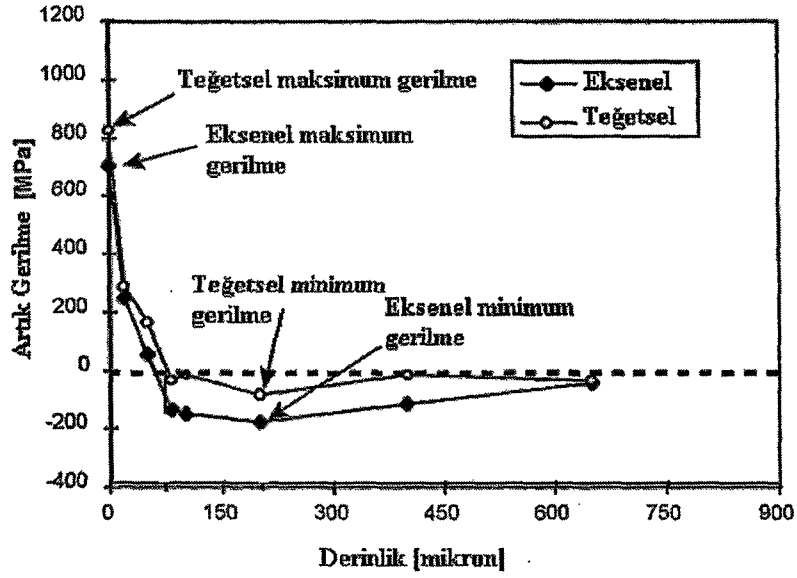
Bobrov (1975) talaş kaldırma ile imal edilmiş parçalarda oluşan artık gerilmeler hakkında imal faktörlerine bağlı olarak çeşitli araştırmacıların sonuçlarını genelleştirip, talaş kaldırma sisteminin önemli parametrelerinden olan kesme hızı V , ilerleme S ve talaş açısı γ 'nın çeşitli değerlerinde ve yüzeyde kesme hızı vektörü yönünde (Teğetsel yön) oluşan artık gerilmelerin karakterlerini vermiştir (Şekil 2.37) Kesme hızı yükseldikçe, çekme artık gerilmelerinin mutlak değeri yükselmekte fakat gerilmelerin etkilediği derinlik azalmaktadır (Şekil 2.37-B). $V > 150-170$ m/dk kesme hızlarında karbonlu çeliklerin işlenmesinde ise kesme hızının daha da artması artık gerilmelerin değerine ve derinliğine önemli bir etkide bulunmamaktadır. Talaş açısının pozitif (+) değerlerinden negatif (-) değerlerine kadar ($\gamma = -15^\circ$) değişmesi, çekme artık gerilmelerinin önemli miktarda azalmasına neden olmaktadır (Şekil 2.37-C). Bunun yanı sıra artık gerilmelerin etkilediği derinlik de artmaktadır.

İlerlemenin artması ile de artık gerilmelerin derinliği ve şiddeti artmaktadır (Şekil 2.37-A)

Araştırmaların büyük bir kısmı; bu parametrelerin (V , S , γ , Serbest yüzeydeki aşınma) yüzey kalitesine etkisinin diğer faktörlerden fazla olduğunu göstermektedir. Fakat diğer faktörler de (Isıl işlem, takım ve imal edilen malzemenin mekanik özellikleri, parçanın tespit yöntemi, kesme sıvısı vs.) yüzey kalitesine bazen önemli düzeyde etki edebilmektedir. Bu faktörlerin etkisinden dolayı artık gerilmelerin mutlak değerleri artmakta veya azalmakta, işaretleri zıt yönde değişmekte, etkiledikleri derinlikler azalmakta veya artmaktadır. Kaynaklarda genellikle esas imal parametrelerinin (S , V , γ) yüzeyde oluşturduğu gerilmeler; basma veya düşük çekme artık gerilmelerinden, derine gittikçe çekme gerilmelerine dönüşmektedirler. Bunun tersi olarak TiC ve TiN ile kaplanmış takımlarla $V=100$ m/dk, $S=0,1$ mm/devir, 0° talaş açısı koşullarında imal edilmiş yüksek alaşımlı düşük karbonlu çeliklerin yüzey tabakasında oluşan artık gerilmeler; çekme artık gerilmelerinden başlayarak derine gittikçe basma gerilmelerine dönüşmüşlerdir (Şekil 2.38) (Sauobi ve diğ., 1999).

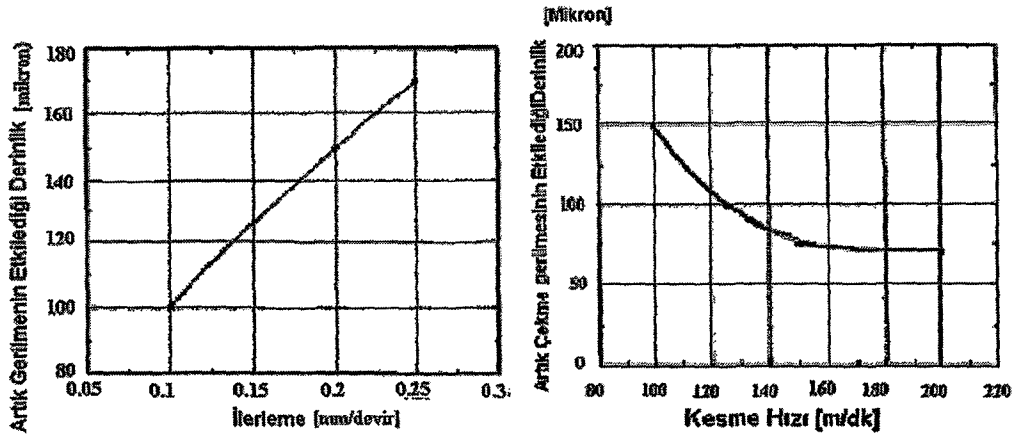


Şekil 2.37 : A-İlerleme hareketi S (mm/devir), B-kesme hızı V (m/dk), C talaş açısı γ 'nın ($^\circ$) yüzey tabakadaki artık gerilmelerin maksimum değerine ve nüfuz etme derinliğine etkisi (Bobrov 1975)



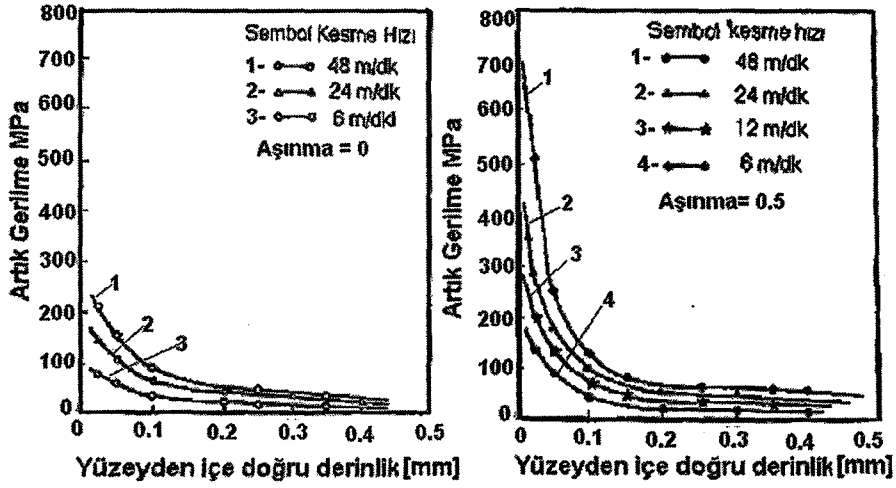
Şekil 2.38 : Tipik bir tornalama işleminde teğetsel ve eksenel artık gerilme profilleri (kesme hızı $V= 100$ m/dk, ilerleme $S = 0.1$ mm/devir, malzeme AISI 316L Cr –Ni–Mo’li çelik, Sertlik 170 HV, takım KC 950 (kaplanmış takım), talaş açısı $\gamma = 0^\circ$ serbest açısı $\alpha = 5^\circ$) (Saobi ve diğ, 1999)

Saobi ve diğ. (1999) tarafından da **Bobrov’un (1975)** bulgularına benzer sonuçlar deneysel olarak elde edilmiştir. Şekil 2.39’dan görüldüğü gibi kesme hızı 100 m/dk’dan 150 m/dk’ya kadar değiştiğinde, artık gerilmelerin etkilediği derinlik 150 mikrondan 80 mikrona kadar azalmıştır. Kesme hızının 150 m/dk’dan 200 m/dk’ya kadar değişmesi ile bu azalma 10-20 mikrondan daha fazla olmamıştır. İlerleme değerinin artması da, **Bobrov’un (1975)** verdiği şemaya uygun olarak (Şekil 2.37-A, artık çekme gerilmelerinin mutlak değerinin ve etkilediği derinliğin bir miktar artmasına neden olmuştur. Aynı şekilde Şekil 2.39’dan görüldüğü gibi ilerleme (talaşın kalınlığı arttıkça) arttıkça yüzeyde oluşan artık gerilmelerin etkilediği derinlik de artmaktadır. İlerleme $S=0,1$ mm/dev’den 0,25 mm/dev’e kadar arttığında artık gerilmelerin etkilediği derinlik 100 mikrondan 170 mikron a kadar yükselmiştir (Şekil 2.39).



Şekil 2.39 : Tornalamada kesme hızının ve ilerlemenin artması ile artık gerilmelerin etkilediği derinliğin değişmesi (Malzeme AISI 316L, Cr, Ni, Mo alaşımlı çelik, sertlik, 170 HV takım KC950 (kaplanmış takım), 0° talaş açısı, 5° serbest açısı, kesme Hızı 125 m/dk) (Sauobi ve diğ., 1999)

Silindirik parçaların tornalanması sonucu yüzeyde oluşan gerilmelerin asal doğrultuları; teğetsel, aksenal ve radyal yönlerdir. Aksenal ve teğetsel gerilmeler radyal bileşene göre oldukça büyüktür. İlerleme yönündeki aksenal bileşen kesme parametrelerinden çok etkilenmeden basma karakterlidir. Parça yüzeyine teğetsel olan gerilme bileşeni ise çekme karakterlidir ve kesme hızının artması ile artmakta kesme derinliğinin artması ile azalmaktadır (Jang ve diğ., 1996). Takımın, serbest yüzey boyunca aşınması nedeni ile çekme artık gerilmelerinin maksimum değerinin ve etkilediği derinliğin arttığını gözlenmiştir (Bobrov 1975). Aynı sonuçlar Shaik ve Bailey (1986) tarafından elde edilmiştir (Şekil 2.40). Nikel alaşımlı çeliğin ortogonal işlenmesi incelendiğinde, soğutma sıvısının kullanılmadığı işlem sırasında, maksimum değeri yüzeyde oluşan artık çekme gerilmeleri ölçülmüştür.. Verilen bir kesme hızı için, takımın serbest yüzeyindeki aşınma alanının genişliği arttıkça, artık gerilmelerin etkilediği derinlik de artmaktadır. Yine verilmiş bir takım aşınması boyutu için kesme hızındaki bir artış, artık gerilmelerin ve bu gerilmelerin etkilediği derinliğin artmasına neden olmuştur (Shaik ve Bailey, 1986).

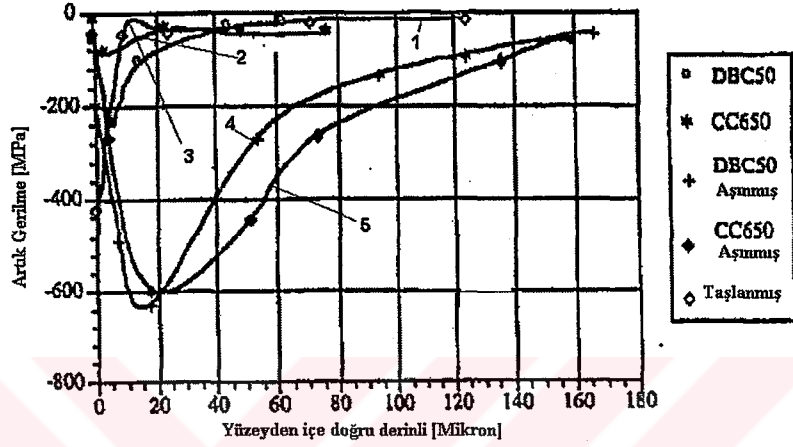


Şekil 2.40 : Artık gerilmelere takım aşınmasının ve kesme hızının etkisi (teğetsel gerilmeler) K8 Volfram karbür takım, Malzeme %18 Ni alaşımlı çelik, 10° talaş açısı, 5° serbest açısı, işparçası sertliği 28 HRC, kuru ortogonal işleme (Shaik ve Bailey, 1986).

Değişik talaş kaldırma yöntemleri kullanıldığında da yüzeydeki artık gerilmelerde; işaretine, mutlak değerine ve etkilediği derinliğe göre önemli derecede farklılaşmalar olmaktadır. Şekil 2.41’de çeşitli imal faktörlerinde taşlanmış (1) ve tornalanmış (2-3-4-5) yüzeylerde oluşan artık gerilmeler verilmiştir. Alexandre ve Aspinwall’ın (1996) yaptığı araştırmada; taşlama sonucunda yüzeyde 400 MPa basma gerilmesi oluşarak; bu gerilme 15-18 mikron derinde 10-15 MPa değerine düşmüştür (eğri 1). Tornalama işleminde ise çeşitli derecede aşınmış takımla yüzeyde 100-200 MPa arasında basma gerilmesi oluşmuş, bu gerilme 18-20 mikron derinlikte 600 MPa değerine ulaşmıştır. Tüm bunların yanı sıra artık gerilmelerin etkiledikleri derinlikler de önemli derecede farklılaşmaktadır. Taşlama sonucunda artık gerilmelerin etkilediği maksimum derinlik 60 mikron olurken tornalamada bu derinlik 160 mikrona kadar çıkmıştır. Özetle takım aşınmasının artık gerilme şiddetinde önemli etkisi vardır. Aşınmanın artması ile yüzeyde oluşan basma gerilmelerinin değerleri de artmıştır. Bu işleme şartlarında gerilmelerin basma olması durumundan dolayı mekanik etkilerin daha ağır bastığı anlaşılmaktadır.

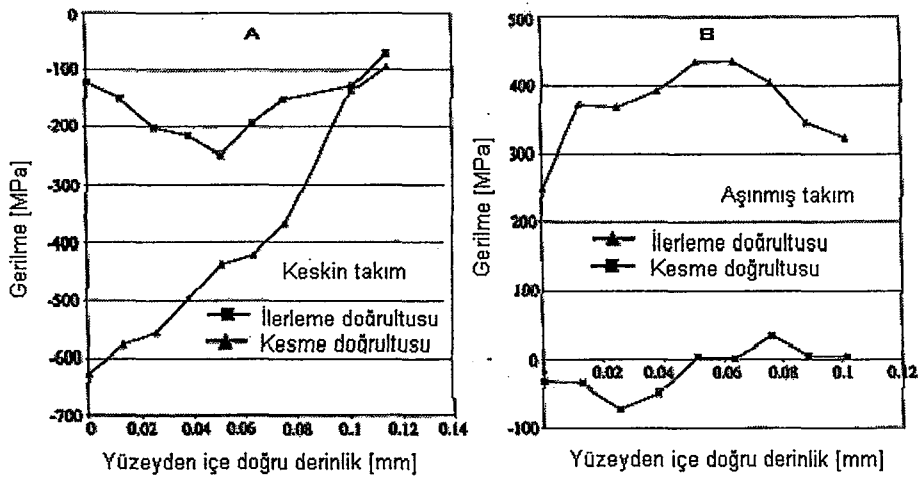
Salah ve Lui’nin (2000) yaptıkları bir araştırmada; tornalamada takım aşınmasının yüzeyde oluşan gerilmelere etkisi incelenmiştir. Şekil 2.42’den görüldüğü gibi takım aşınmasının artması ile ilerleme yönünde oluşan basma gerilmeleri, çekmeye dönüşmüştür. Kesme hızı vektörü yönünde oluşan basma gerilmeleri ise büyük azalma göstermiştir.

Talaş kaldırma öncesi malzemenin geçirdiği ısıl işlemler de yüzeydeki artık gerilmelerin yönünü ve işaretini ters çevirebilir. Şekil 2.43’de çeşitli ısıl işlemlerden sonra frezelenmiş yüzeyde oluşan artık gerilme değerleri verilmiştir. Eğrilerden görüldüğü gibi yüksek sıcaklıkta (875°C) 25 saat bekletilmiş parçada frezeleme sonucunda maksimum 50- 60 MPa çekme gerilmesi oluşmuştur (Eğri 6). 120°C sıcaklıkta 2 saat bekletilmiş parça yüzeyinde ise imalden sonra 280 MPa çekme gerilmesi oluşmuştur (Eğri 1).



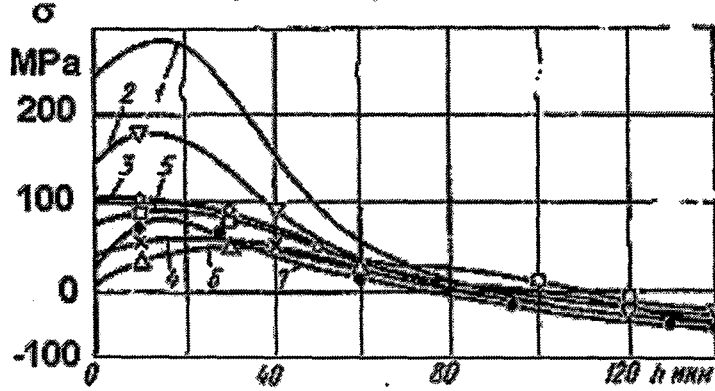
Şekil 2.41 : Tornalamada artık gerilmelere takım aşınmasının etkisi ve taşlamada artık gerilmeler (Alexandre ve Aspinwall, 1996)

Şekil 2.41’de Malzeme AISI E 52100, Sertlik 62 HRC, Aşınmış (4-5) ve keskin takımın (2-3) etkisi ve taşlama (1), Kesme Hızı $V = 200$ m/dk, ilerleme $S = 0,06$ mm/dev, kesme derinliği 0,5 mm, kuru tornalama, -6° talaş açısı, Taşlama hızı 23 m/sn taşlama pasosu 0,25 mm dir.

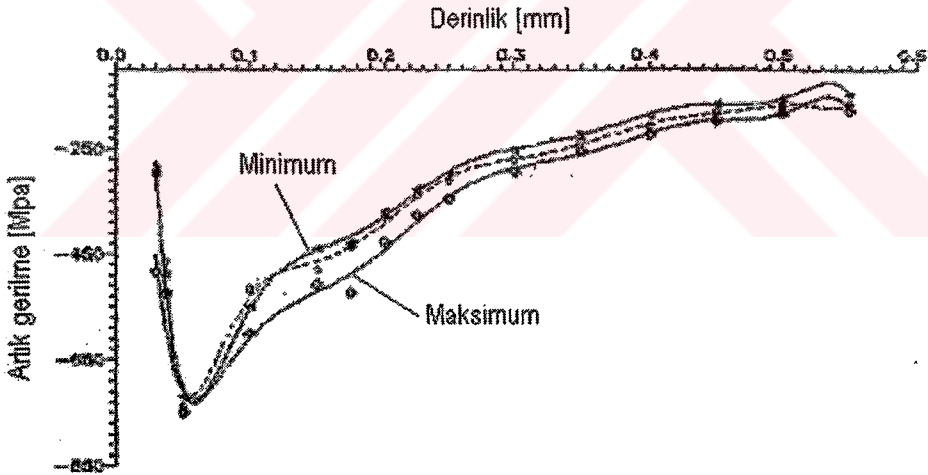


Şekil 2.42 : Tornalamada takım aşınmasının artık gerilmelere etkisi. Malzeme AISI 52100 çelik, sertlik 62-63 HRC, kesme hızı 106 m/dk (Salah ve Lui, 2000)

Tüm bunların tersine, kesme hızı 11 m/dk, ilerleme 0,056 mm/diş/ devir, kesme derinliği 0,25 mm imal koşullarında IMI 834 Titanyum alaşımının dikey alın frezelenmesinde artık basma gerilmesi 30 mikron derinlikte 260 MPa dan başlayarak 60 mikron derinlikte maksimum değeri olan 700 MPa'a çıkmış ve daha derine gittikçe azalmıştır (Şekil 2.44) (Sridhar ve diğ., 2003). Bunun nedeni takım geometrisi olabilir.



Şekil 2.43 : İzotermik ısıtılma sonrası frezeleme sonucunda yüzeyde oluşan artık gerilmeler. 1-20°C (2-2, 5 saat); 2 -800°C (2 saat); 3-800°C (25 saat); 4- 800°C (100 saat); 5- 875°C (2 saat); 6-875°C (25 saat); 7- 950°C (2 saat); (Podzey ve diğ., 1973)



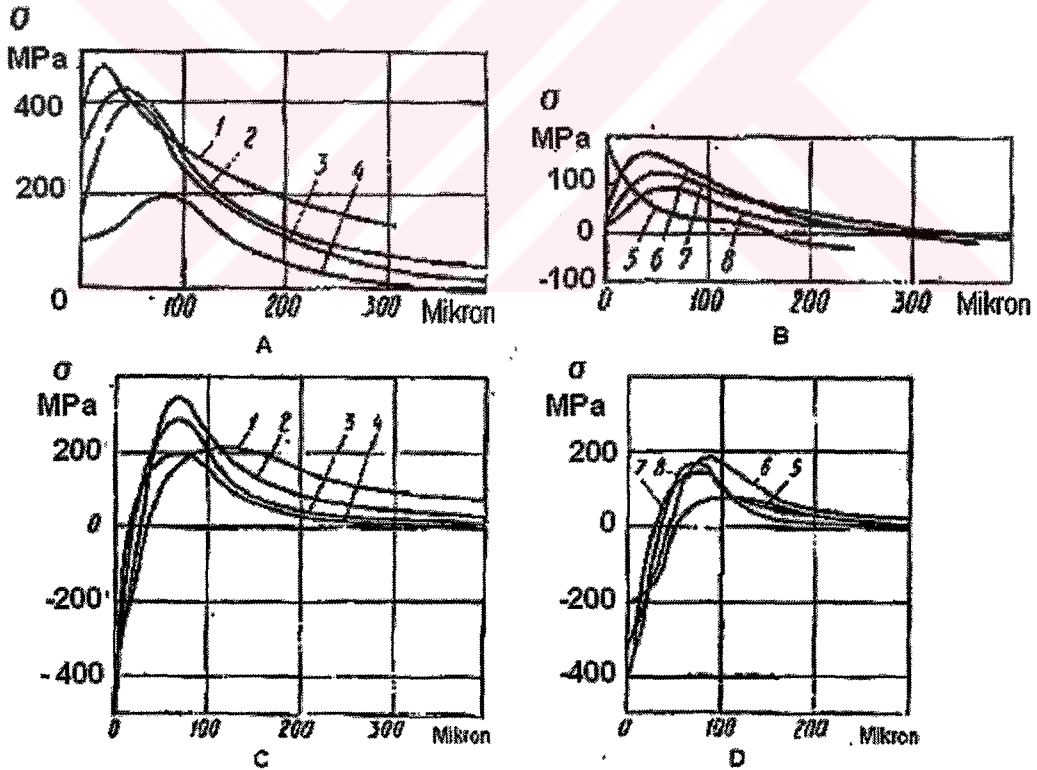
Şekil 2.44 : Dikey alın frezeleme sonucunda artık gerilmelerin derinliğe bağlı olarak değişimi. IMI 834 Titanyum alaşımı, kesme hızı 11 m/dk, besleme 0,056 mm/diş/ devir, kesme derinliği 0,25 mm (Sridhar ve diğ., 2003)

İmal yönü de yüzeyde oluşan gerilmelerin işaretine ve mutlak değerine etki etmektedir. Şekil 2.45 A ve C'den görüldüğü gibi numunenin boyuna taşlanması 0-50 mikron derinlikte sadece 400-500 MPa değerinde çekme gerilmeleri oluşmaktadır (Şekil 2.45-A). Aynı şartlarda aynı parçanın enine taşlanması yüzeyden 10-20 mikron derinliğe kadar 400-200 MPa'lık basma gerilmeleri, 30-50

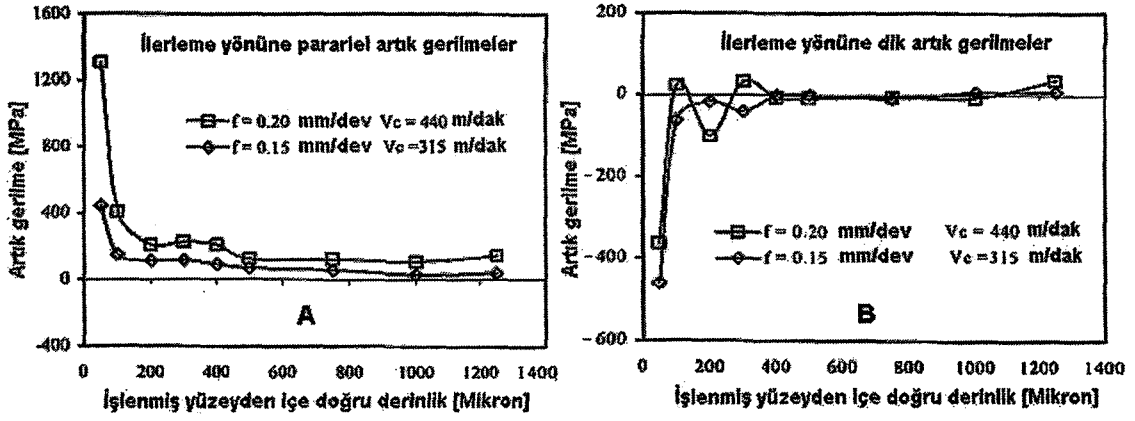
mikron derinlikte ise 200-300 MPa'lık çekme gerilmeleri oluşmuştur (Şekil 2.45-C). Taşlamada yönün değişmesi; aynı ortamda taşlanan parça yüzey tabakasındaki gerilmelerin derinliğine, maksimum değerine ve işaretine etki etmiştir. Şekilde görüldüğü gibi zımpara bandı kullanılması (Şekil 2.45 B-D) daha düşük çekme gerilmelerinin oluşmasına neden olmuştur (Podzey ve diğ., 1973).

Şekil 2.46'da alın frezelemede kesme hızının ve ilerlemenin artık gerilmelere etkisi verilmiştir. Kesme hızının artması ile çekme artık gerilmeleri artarken, ilerlemenin artması ile, buna dik yöndeki basma artık gerilmeleri azalmıştır. Ancak araştırılan hız ve ilerleme değerleri, bu gerilmelerin etkilediği derinlikte fazla bir değişiklik oluşturmamıştır.

Şekil 2.45'de A-C Zımpara taşı ile taşlanmış parçadaki gerilmeler; B-D Bantlı zımpara kâğıdı ile taşlanmış parça yüzeyindeki artık gerilmeler; 1, 2, 3, 4- ilerleme hareketi S 0,08; 0,05; 0,01; 0,005 mm/çift gidiş; 5, 6, 7, 8 S ilerleme 0,004; 0,0026; 0,001; 0,0001 mm/çift gidiştir.



Şekil 2.45 : Cr, Ni, Mo ve Ti alaşımlı malzemenin enine (A-B) ve boyuna (C-D) taşlanması sonucunda yüzeyde oluşmuş artık gerilmeler (Podzey ve diğ., 1973; Sulima ve Yevstigneyev, 1974)

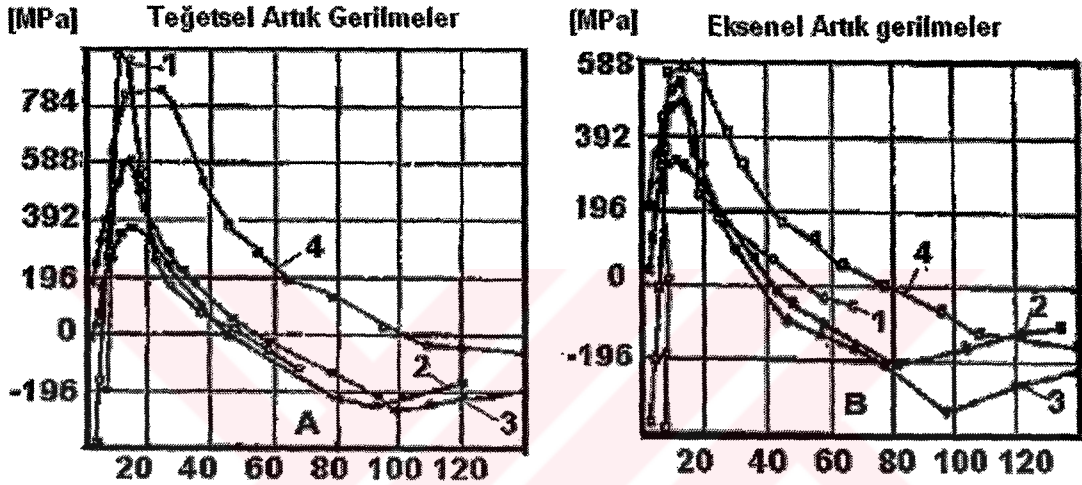


Şekil 2.46 : Frezelemede Kesme hızı ve ilerlemenin artık gerilmelere etkisi. Malzeme %0,35 C’lu çelik, Sertlik 160HV, Sert karbür uçlu freze takımı, diş sayısı 8, Serbest açı $\alpha = 6^\circ$, talaş açısı $\gamma = 0^\circ$, Kesme derinliği 0,5 mm, Takım çapı 100 mm (Bouزيد ve diğ., 2001)

Şekil 2.47’de diş dibi yarıçapı 0,508 mm olan vidalarda, farklı kesme hızlarında açılmış vidanın, diş dibinde oluşan artık gerilmeler verilmiştir. Grafiklerden görüldüğü gibi yüzeyden 2-5 mikron derinde (yüzey tabakada) düşük değerli (0-300 MPa) basma gerilmeleri oluşmuş, daha derine indikçe (10-20 mikron derinde) bu gerilmeler en yüksek değeri 600-800 MPa olan çekme gerilmelerine dönüşmüştür. Sonra 60-100 mikron derinlikte gerilme değerleri sıfırlanmış sonra yeniden basma gerilmelerine dönüşerek 140 mikronluk bir derinlikte etkili olmuştur. Grafiklerde görüldüğü gibi; şu ana kadar verilmiş diğer örneklerden farklı olarak, 15-20 mikron derinlikte her iki yöndeki gerilmeler çekme gerilmeleri olarak oluşmuştur. Daha önce verilen örneklerde görüldüğü üzere talaş kaldırma işlemi silindirik ve düzlem yüzeyli parçalarda bir yönde çekme gerilmeleri oluştururken diğer yönde basma gerilmeleri oluşmakta idi. Ancak burada vida elemanının konstrüktif özelliklerinden ve buna bağlı olarak talaşın oluşma mekanizmasından dolayı her iki yönde de çekme gerilmeleri oluşmuştur (Memmedov ve Fetullayev, 1977; Fetullayev 1980a; Fetullayev, 1996).

Sonuç olarak; imalat faktörleri, malzemenin mekanik özellikleri, malzemenin ısıtılma işlemi, imalın türü, imal yönü, parçanın konstrüksiyonu vs. faktörler, yüzeyde oluşan artık gerilmelerin maksimum değerine, işaretine, kapsama derinliğine ve karakterine çok geniş bir aralıkta etki etmektedir (Memmedov ve diğ., 1977; Memmedov ve Fetullayev, 1978, Saoubi ve diğ., 1999; Fetullayev ve Akyıldız, 2001; Fetullayev ve diğ., 2004). Bugüne kadar yapılan çalışmalarda artık gerilmelerin oluşma

mekanizması tam olarak anlaşılammış; bu nedenle talaş kaldırma parametreleri ile artık gerilmeler arasında farklı malzemeler için geçerli bir model kurulammıştır (Mittal ve Liu, 1998; Edoardo ve diğ., 1999). Yapılan araştırmalarda talaş kaldırma sırasında oluşan mekanik etkilerin basma, ısıl etkilerin ise çekme gerilmeleri oluşturduğu ileri sürülmüştür (Lin ve Lee, 1995; Edoardo ve diğ., 1999; Sauobi ve diğ., 1999; Jacobus ve diğ., 2000; Jeffrey ve diğ., 2000; EI-Wardany ve diğ., 2000). Talaş kaldırma sonucu oluşan artık gerilmeler üzerine birçok çalışma yapılmış olmasına rağmen, olayın merkezinde duran ve anlaşılmasını sağlayacak olan birçok hadise henüz net olarak açıklanamamıştır (Jacobus ve diğ., 2000).

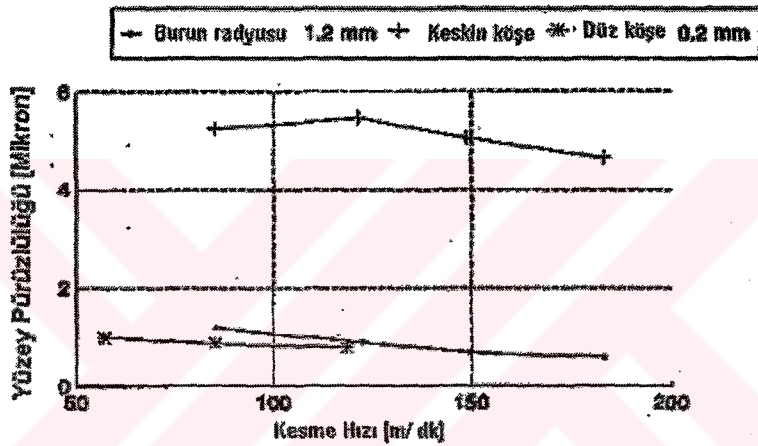


şekil 2.47 : Kesme hızının vida diş dibinde vida eksenine paralel ve teğetsel yöndeki artık gerilmelere etkisi 1- Kesme hızı $V=0$, 97 m/sn, 2- Kesme hızı $V=1$, 53 m/sn, 3- Kesme hızı $V=2$, 43 m/sn, 4- Kesme hızı $V=1$, 53 m/sn kesme sıvısı yok (Sadece 4'te), Diğerlerinde kesme sıvısı var. Malzeme 4340 (40XH), Malzeme sertliği 280-300 HB, sert karbür takım, uç radyusu $r = 0,508$ mm; radyal ilerleme 0,1; 0,01 mm, kesme sıvısı %10 bor yağı çözeltisi (Fetullayev, 1980a; Fetullayev, 1983)

2.6.4.3. Talaş kaldırmada yüzey pürüzlülüğu

Talaş kaldırma sırasında yüzeyde takım geometrisi, ilerleme, kesme hızı, malzemenin elastiklik modülü, takım aşınması ve sistemde oluşan titreşimler gibi nedenlerle; çukurlar ve tepeler oluşmaktadır (Matalin, 1977). Yüzeyde oluşan bu pürüzlerin değerlendirilmesi standartlarla belirlenmiştir ve yüzey pürüzlülüğu R_z ve R_a olarak değerlendirilmektedir. Bu değerlere en fazla etki eden parametrelerden kesme hızı (V), ilerleme (S), takım aşınması ve kesme sıvısı birçok araştırmacı tarafından detaylı olarak incelenmiştir (Matalin, 1977).

Araştırmacıların çoğu imal faktörlerinin yüzey pürüzlülüğüne etkisini araştırırken, aynı zamanda birkaç faktörün birlikte karşılıklı etkileşimlerini göz önüne almışlardır. **Edoardo ve diğ., (1999)** tornalama parametrelerinin yüzey pürüzlülüğüne ve artık gerilmelere etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu deneylerde farklı iki çelik kullanılmış ve dört işlem parametresi kontrol edilmiştir. Tipik endüstriyel tornalama uygulamalarında yüzey pürüzlülüğü ve artık gerilmelerin etkilendiği en önemli etkenlerin ilerleme ve uç radyusu olduğu, bununla birlikte kesme hızı ile talaş açısının artık gerilmeler ve yüzey pürüzlülüğü üzerinde ihmal edilebilecek kadar az bir etkiye sahip oldukları saptanmıştır. Aynı sonuçlar bir kaç araştırmacı tarafından da doğrulanmıştır. (**Chen, 2000**). Şekil 2.48’de kesme hızının yüzey pürüzlülüğüne etkisi verilmiştir.

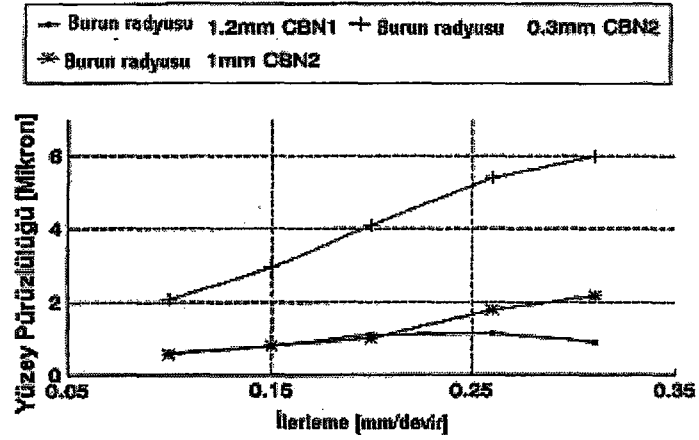


Şekil 2.48 : Kesme hızının yüzey pürüzlülüğüne etkisi CBN 1 $f=0,1$ mm/devir, $a=0,1$ mm, malzeme % 0,5 C’li çelik, sertlik 40-45 HRC (**Chen, 2000**)

Buna göre kesme hızının 50 m/dk’dan 200 m/dk’ya kadar artmasının pürüzlülüğe önemli bir etkisi olmamıştır. Şekil 2.49’da verilen ilerleme etkilerine göre ilerlemenin 0,075 mm/dev’den 0,3 mm/dev.’e kadar artması uç radyusu 1 ve 1,2 mm olan takımlar için yüzey pürüzlülüğünü önemli ölçüde etkilememiştir. Ancak takımın uç radyusu küçüldükçe ilerlemenin pürüzlülüğe etkisi büyümüştür.

Tablo 5’den görüldüğü gibi; takım aşınmasının artması ile ilerleme yönünde oluşan basma gerilmeleri çekmeye dönüşmüştür. Kesme yönünde oluşan basma gerilmeleri ise büyük azalma göstermiştir. Aynı çalışmada aşınmış ve aşınmamış takımla işlenen parçanın yüzey pürüzlülüğü belirlenmiştir (**Salah ve Lui, 2000**). Değişik koşullarda ve aşınma şartlarında yüzey pürüzlülük değerlerinin birbirlerine çok yakın oldukları görülmüştür. Bu durumda takımın serbest yüzeyindeki aşınma, yüzey

pürüzlülüğüne önemli bir etki yapmamıştır. Buna benzer sonuçlar Chen (2000) tarafından da elde edilmiştir. Şekil 2.50 de takım aşınmasının pürüzlülüğe etkisi verilmiştir.

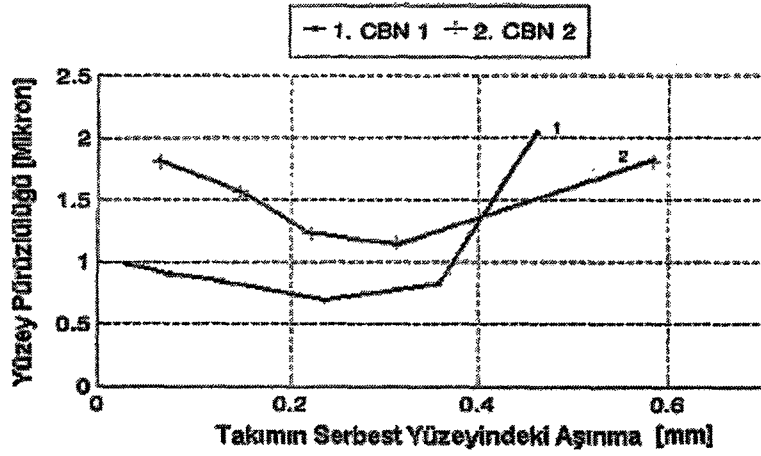


Şekil 2.49 : İlerlemenin yüzey pürüzlülüğüne etkisi malzeme % 0,5 C'li çelik, sertlik 40-45 HRC (Chen, 2000)

Tablo 2.5 : Takım aşınmasının yüzey pürüzlülüğüne ve artık gerilmelere etkisi, AISI 52100 sertlik 62-63 HRC (Salah ve Lui, 2000)

Kesme Hızı [m/dk]]	İlerleme [mm/devir]	Kesme derinliği [mm]	Aşınma [mm]	Kesme doğrultusundaki Artık Gerilme [MPa]	İlerleme doğrultusundaki Artık Gerilme [MPa]	Yüzey Pürüzlülüğü Ra [mikron]
106,7	0,51	0,762	Yok	-312,57	74,8	0,15
106,7	0,51	0,254	Yok	-800,4	-121,45	0,15
106,7	0,51	0,254	0,4	56,58	451,26	0,1875
106,7	0,51	0,254	0,7	-92,46	367,77	0,2
106,7	0,51	0,762	0,4	-32,43	247,71	0,1875

Şekil 2.50'de verilen takım aşınmasının yüzey pürüzlülüğüne etkisi: 1- $V=82$ m/dk, $S=0,2$ mm/devir, $a=0,025$ mm, Talaş açısı -7° , Serbest açı 7° , takımın burun radyusu 1,2 mm 2- $V=121$ m/dk, $S=0,1$ d/dk, $a = 0,1$ mm takımın burun radyusu 0,3 mm Talaş açısı -7° Serbest açı 7° malzeme % 0,5 C'li çelik, sertlik 40-45 HRC şartlarında belirlenmiştir (Chen, 2000). Takımın serbest yüzeyinin aşınması ile yüzey pürüzlülüğü arasındaki ilişki verilmiştir. Burada iki değişik takım kullanılmıştır. 1 nolu egride CBN takımının burun radyusu 1,2 mm ve iki nolu egride verilen CBN 2 takımının burun radyusu 0,3 mm'dir. Şekilden görüldüğü gibi takım aşınmasının yüzey pürüzlülüğüne etkisi oldukça azdır. Sertlik arttıkça yüzey pürüzlülüğünde de azalma görülmüştür.



Şekil 2.50 : Takım aşınmasının yüzey pürüzlülüğüne etkisi

Bütün bu araştırmalar torna tezgâhlarında takımın, iş parçası dönme eksenine paralel yönde ilerlemesi durumunda yapılmıştır. Vidalı parçaların imalinde ise vidanın dış dibinden ve yan yüzeylerinden talaş kaldırma, kinematik şemasına göre silindirik parçalardakinden farklıdır. Takımın dış dibini ve yan yüzeyleri oluşturan ağızları sadece temas alanındaki takım pürüzlülüğünü yüzeye kopyalamaktadır. Bu nedenle imal esnasında vidanın dış dibi ve yan yüzeylerinin pürüzlülüğü takımın serbest yüzeyinin pürüzlülüğü ile değerlendirilebilir. Serbest yüzey ne kadar düşük pürüzlü yapılmış ise vidanın yüzey pürüzlülüğü de o kadar düşük olur. Bu nedenle ilerlemenin (S), vida profilinin pürüzlülüğüne etkisi söz konusu olamaz (Fetullayev, 1980b; Fetullayev, 1981). Vidanın yüzey pürüzlülüğüne etki edebilecek faktörler kesme hızı ve takımın serbest yüzeyinin aşınmasıdır. Yukarıda verilen grafiklerde ise serbest yüzeydeki takım aşınması ve kesme hızının yüzey pürüzlülüğüne etkisinin ihmal edilebilecek kadar az olduğu görülmektedir. Bu durum dikkate alındığı zaman yorulma dayanımı açısından parçaya etki edebilecek en önemli faktörlerin yüzeydeki artık gerilmeler ve yüzey pekleşmesi olacağı anlaşılmaktadır.

2.7. Talaş Kaldırmada Şekillendirmeye Harcanan Enerji

Talaş kaldırma sisteminin çalışması; parça yüzeyindeki a kalınlığına sahip tabakayı, V kesme hızı, R talaş kaldırma kuvveti ile etkileyerek; onu kayma düzlemi boyunca kaydırıp yüzeyden koparmaya dayanmaktadır (Şekil 2.22). Bu sistem için V hızı ve R kuvveti dış etkenlerdir. Dış enerji etkeni $A_{Kd}=R.V$ (Kayma düzleminde plastik deformasyona harcanan enerji) kaldırılan tabakanın kayma düzleminde kayma

deformasyonuna harcanmaktadır. Fakat talaş kaldırma sistemine harcanan enerjinin (A_{Tks} , talaş kaldırma sisteminde harcanan enerji) başka bileşenleri de olmaktadır. Bunlar: talaşın takımın talaş yüzeyi ile hareket etmesi sonucunda temas alanında oluşan sürtünme kuvvetine harcanan enerji (A_{Ty} , Talaş yüzeyinde harcanan enerji) ve takımın serbest yüzeyi ile temasta olan kesme ve imal edilmiş düzlemlerde oluşan sürtünme kuvvetlerine harcanan enerjidir (A_{Sy} , Serbest yüzeyde harcanan enerji) **(Reznikov, 1969; Bobrov, 1975)**.

$$\left. \begin{aligned} A_{Tks} &= A_{Kd} + A_{Ty} + A_{Sy} \\ \text{ve} \\ A_{Tks} &= PV; A_{Kd} = RV; A_{Ty} = FV_t; A_{Sy} = F_1V \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

Burada P kesme kuvveti, R talaş oluşturan kuvvet, F takımın talaş yüzeyindeki sürtünme kuvvetidir. F_1 takımın serbest yüzeyindeki sürtünme kuvveti, V kesme hızı V_t talaşın, takımın talaş yüzeyine paralel yöndeki hareket hızı, $V_t = V/K$ veya $V_t = V / \cos \theta$ 'dir. Talaş kaldırmadaki genel kesme kuvvetini bileşenleri ile ifade edersek

$$P = \sqrt{P_z^2 + P_y^2 + P_x^2} \quad (2.2)$$

olur. Burada P_x , P_y , P_z kesme kuvveti P'nin kartezyen koordinat sisteminde x, y, z bileşenleridir. R talaş kaldırma kuvveti de kolay belirlenebilmesi için bileşenlerine ayrılmaktadır. Fakat bu bileşenlerden; takımın serbest yüzeyindeki sürtünme kuvveti (F_1) ve normal kuvvet (N_1) çıkarılmaktadır (Şekil 2.51).

$$\left. \begin{aligned} P_{z1} &= P_z - F_1; & P_{y1} &= P_y; & P_{x1} &= P_x - N_1 \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

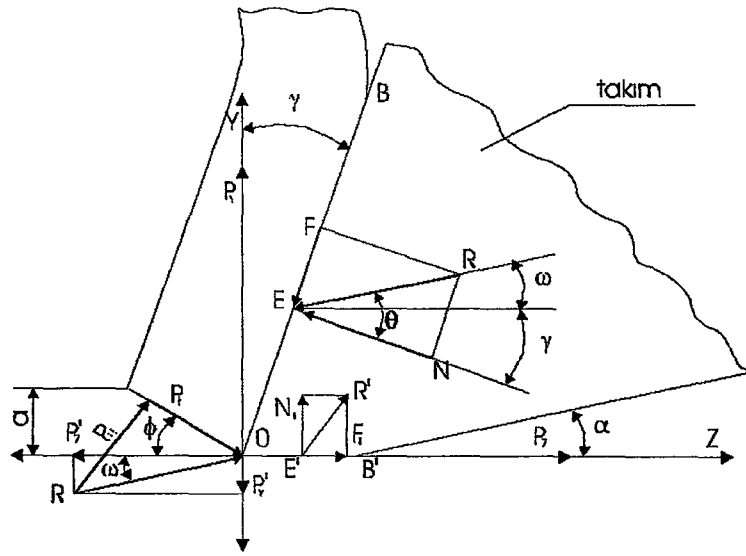
Bu durumda talaş kaldırma kuvveti üç boyutlu kesmede,

$$R = \sqrt{P_z'^2 + P_y'^2 + P_x'^2} \quad (2.4)$$

olur. Ortogonal (2 boyutlu, dik, serbest) kesmede ise,

$$R = \sqrt{P_z'^2 + P_x'^2} \text{ veya } R = \sqrt{P_z'^2 + P_y'^2} \quad (2.5)$$

olabilir. Bu kuvvetler hem deneysel hem de analitik olarak belirlenebilir.



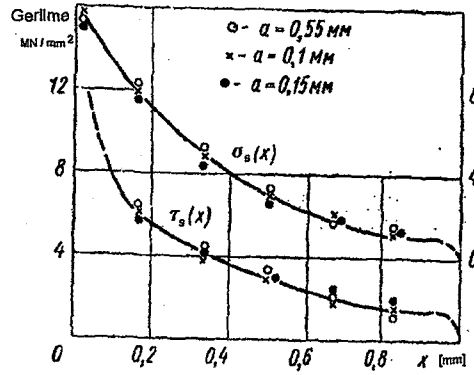
Şekil 2.51 : Talaş kaldırma sürecinde takımın talaş ve serbest yüzeylerindeki dik ve sürtünme kuvvetleri ve talaşı kaldırma kuvveti R arasındaki ilişkilerin şeması

2.7.1. Kesme kuvvetlerinin dinamometre ile ölçümü

Takımın temas alanlarındaki N , N_1 , F , F_1 kuvvetleri belirlenirken kesme kuvveti P 'nin ve talaşı kaldırma kuvveti R 'nin bileşenleri kullanılmaktadır. Araştırmaların büyük bir kısmında P , R kuvvetleri deneysel yöntemle 1, 2, 3 bileşenli çeşitli konstrüksiyonlara sahip dinamometreler kullanılarak belirlenmektedir (Makarov, 1966; Poletika, 1969; Bobrov, 1975; Reznikov, 1981). Bu dinamometreler konstrüksiyonlarına göre; mekanik, hidrolik ve elektrikli olabildiği gibi hassasiyetlerine, bileşenlerinin sayısına, ölçtükleri kuvvetlerin değerlerine göre farklılık göstermektedirler. Günümüzde yer değiştirme değerlerini elektrik sinyallerine dönüştüren (genleme ölçer, piezo-elektrik, indüksiyon, manyetik vs.) hassas dinamometreler kullanılmaktadır. Dinamometrik yöntemle belirlenmiş P_x , P_y , P_z kuvvetlerine dayanarak P kuvveti formül 2.2 ile hesaplanabilir.

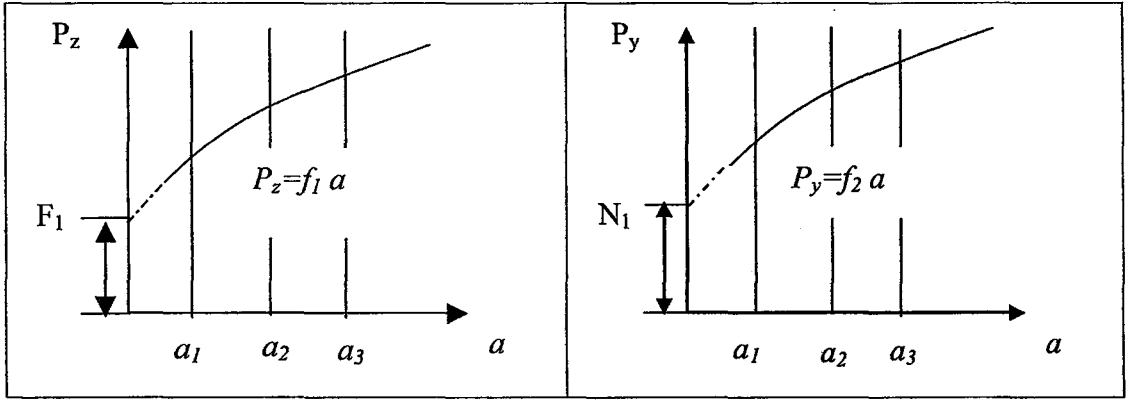
Talaş kaldırma kuvveti R 'nin belirlenmesinden önce takımın serbest yüzeyindeki normal ve sürtünme kuvvetleri, F_1 ve N_1 in bulunması gerekmektedir. Serbest yüzeydeki F_1 , N_1 kuvvetlerinin P veya R kuvvetleriyle ilişkisi yaklaşık ifadelerle hesaplanır (Rosenberg ve Hovorostuhin, 1955; Kattwinkel, 1957; Makarov, 1966 ; Trent ve Wright, 2000). Talaş kaldırma işleminde kaldırılan tabakanın kalınlığı serbest yüzeydeki normal ve teğetsel gerilmeleri etkilemez. Ancak bazı araştırmalar; imal faktörlerinin malzeme özelliklerine bağlı olarak F_1 , N_1 kuvvetlerine etkisinin takımın talaş yüzeyinde talaşın oluşma mekanizması ile dolaylı olarak ilgili olduğunu

göstermektedir (Kravçenka, 1959; Makarov, 1966; Poletika, 1969; Takeyama ve diğ., 1985; Fetullayev ve diğ., 2003). Bu mekanizmayı etkileyen en önemli faktör ise talaş sıkışma katsayısı $K_a (=K_L)$ 'dir. Kaldırılan tabaka kalınlığı ne olursa olsun, serbest yüzeydeki normal (σ_s) ve teğetsel (τ_s) gerilmeler, takımın ağzından uzaklaştıkça küçülmektedirler. Aynı sonuçlar temas alanı genişliği arttığında da görülmektedir (Poletika, 1969) (Şekil 2.52).



Şekil 2.52 : Kaldırılan tabakanın çeşitli (a) kalınlıklarında takımın serbest yüzeyinde normal (σ_s) ve teğetsel (τ_s) gerilmelerin temas alanı boyunca dağılımı (Poletika, 1969)

Talaş yüzeyindeki normal ve teğetsel gerilmeler büyüdükçe serbest yüzeydeki N_1 , F_1 kuvvetleri de artmaktadır (Zorev, 1969). Serbest yüzeydeki N_1 , F_1 kuvvetleri Zorev modeline göre a 'nın sıfır kalınlığına ekstrapolasyon yapılması ile deneysel olarak bulunabilir. Bu nedenle a 'nın çeşitli değerlerinde P_x , P_y , P_z kuvvet bileşenleri deneysel olarak bulunur. $P_z=f_1a$, $P_y=f_2a$, $P_x=f_3a$ eğrileri oluşturulduktan sonra $a=0$ için ekstrapolasyon yapılır (Şekil 2.53). $a=0$ olduğunda $N=F=0$ olmalıdır. Bu durumda ortogonal kesmede $P_z=F_1$ ve $P_y=N_1$ olur, üç boyutlu kesmede ise $N_1 = P_{xy} = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}$ kullanılır. N_1 , F_1 kuvvet bileşenlerinin sağlıklı ölçülebilmesi için, talaş kaldırma deneyleri talaş açısı γ ve eğim açısı λ 'nın değişik değerlerinde tekrar edilir. N_1 ve F_1 kuvvetleri, takımın serbest yüzeyindeki farklı aşınmalardaki P_x , P_y , P_z kuvvetleri deneysel olarak ölçülüp ve sıfır aşınmaya ekstrapolasyon yaparak elde edilebilir (Takeyama ve Usui, 1958; Fetullayev, 1983) (Şekil 2.53).



Şekil 2.53 : $P_z=f_1a$, $P_y=f_2a$ kuvvetlerinin $a=0$ kalınlığına ekstrapolasyon ile F_1 , N_1 kuvvetlerinin bulunması

2.7.2. P, R ve temas kuvvetlerinin hesabı

P ve R kuvvetleri çeşitli yöntemlerle hesaplanmaktadır. Bunlardan bazıları burada verilmiştir.

2.7.2.1. Ampirik modeller

N. N. Zorev (1956), P ve R kuvvetlerinin hesaplanması için aşağıdaki ampirik modeli teklif etmiştir.

$$P_i = C_i t^{K+\frac{m}{2} \text{Log} \frac{t}{s}} s^{K+\frac{m}{2} \text{Log} \frac{t}{s}} \quad (2.6)$$

Bu modelde t kesme derinliği, s ilerleme K ve m değişmeyen katsayılar olup, imal olunan malzeme ve talaş açısından faydalanılarak deneysel olarak belirlenirler.. Bu modele dayanarak kesme kuvveti veya bileşenleri

$$P_i = C_i t^x s^y \quad (2.7)$$

olarak bulunur. Her bir talaş kaldırma yöntemi için (C, x, y) değerleri deneysel olarak belirlenir ve tablolarda gösterilirler. Bununla beraber, kesme kuvvetlerini belirlemek için birim kesme kuvveti p'de kullanılabilir (Kinsle Yöntemi) (Stöferle ve Spur, 1979).

$$p = \frac{P_z}{ab} \quad (2.8)$$

Bu formülde a kaldırılan tabakanın kalınlığı, b genişliğidir. P_z dinamometrik yöntemle ölçülmüş kuvvet bileşenidir. Birim kesme kuvveti çeşitli yöntemler için tablolar şeklinde verilir ve bu tablolardan faydalanmak için bir dizi katsayılar kullanılır. Yukarıdakilere ek olarak P ve R kuvvetlerine dayanarak N, F, N_1 , ve F_1 , kuvvetlerini veren ampirik ifadeler de mevcuttur. Ancak ampirik modelleme yöntemleri belirli imal koşulları için geçerli olsalar bile diğer durumlarda hatalı sonuçlar verebilirler.

2.7.2.2. Analitik modeller

Bu yaklaşım talaş kaldırmayı bir plastik şekillendirme yöntemi kabul ederek plastik deformasyon kurallarının talaş kaldırmaya uygulanmasına dayanmaktadır. Bu yöntem, talaş kaldırmadaki kuvvetleri etkileyen imal faktörleri ile malzemenin fiziksel ve mekanik özellikleri arasında ilişkilere dayanan bağıntılar kurarak kuvvetlerin hesaplanmasını sağlamaktadır. Talaş oluşma mekanizmasını basma plastik deformasyonuna bağlayan araştırmacılar, P kuvvetinin en büyük bileşenini hesaplamak için aşağıdaki formül 2.10'u teklif etmişlerdir (Kuznesov, 1944; Krivauhov, 1945; Rosenberg, 1964).

$$R_z = \frac{\sigma_0}{n} \cdot st \cdot \frac{e^{\frac{n}{1,5} \cdot \frac{Ka^2 - 2 \cdot Ka \cdot \text{Sin}\gamma - 1}{Ka \cdot \text{Cos}\gamma}}}{1 - \frac{\text{Sin}\theta}{\text{Cos}(\theta - \gamma)}} \quad (2.9)$$

Formüldeki $1 - \frac{\text{Sin}\theta}{\xi \text{Cos}(\theta - \gamma)}$ ifadesinin değeri monogramdan bulunur. Burada σ_0 ve

n, numunenin basma deneylerinden bulunmuş basmanın politrop parametreleri, K_a talaşın genişlemesi de göz önüne alınan sıkışma katsayısı, e doğal logaritmanın tabanı, γ talaş açısı, s ilerleme değeri, t kesme derinliği ve θ talaş ile talaş yüzeyi arasındaki sürtünme açısıdır. Şekil 2.51'de gösterilen talaşın oluşma mekanizması şemasına dayanarak, $\theta = \omega + \gamma$ olduğu görülmektedir (Fettullayev ve diğ., 2003).

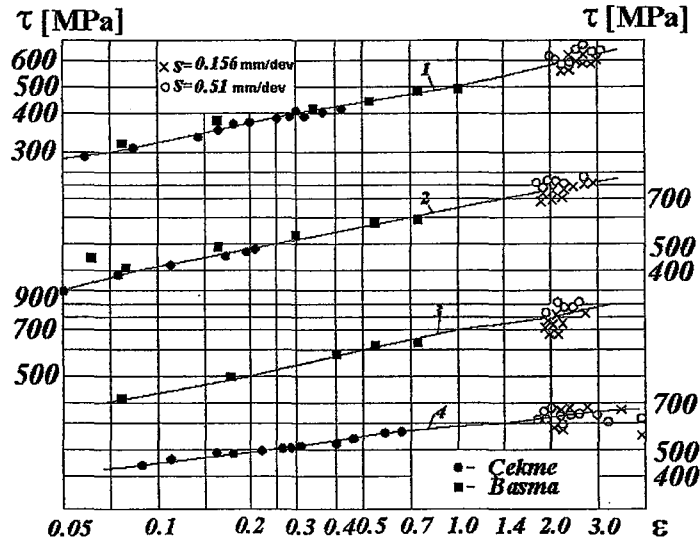
Zorev (1969) modeline göre, talaşın oluşma mekanizmasında kayma deformasyonun önemi daha fazladır ve talaş kaldırma mekanizmasının açıklanmasını kayma deformasyonuna dayanarak çözülmesini teklif etmiştir. Bu yöntem Merchant (1945), Oxley (1989), Trent ve Wright (2000) gibi araştırmacılar tarafından da

kullanılmıştır. Zorev'e göre talaş kaldırma kuvveti R 'yi talaş yüzeyindeki teğetsel P_T ve normal P_N bileşenlerine ayırıp, serbest yüzeydeki N_1 ve F_1 kuvvetlerini ihmal edilip ve P kuvvetinin P_z bileşenini $P_z = P_z' = R \cos \omega$ kabul edilerek, bu durumda kayma düzlemindeki kayma gerilmesi $\tau = P_z \cos \omega \cos(\omega + \phi) \sin \phi / ab$ olduğu yazılabilir (Poletika, 1969; Zorev, 1969; Astakhov, 1999a). Bu formülden P_z çekilirse $P_z = \tau ab [\cot \phi + \tan(\omega + \phi)]$ olarak bulunur. Buradan $\cot \phi = (K_a - \sin \gamma) / \cos \gamma$ olduğu ve $\omega + \phi = C$ sabit bir değer olarak kabul edilirse;

$$P_z = \tau ab \left[\frac{K_a - \sin \gamma}{\cos \gamma} + \tan C \right] \quad (2.10)$$

olarak elde edilir. Bu formülde τ kayma düzlemindeki kayma akma gerilmesi, K_a sıkışma katsayısı, a kaldırılan tabakanın kalınlığı, b tabakanın genişliği ve γ talaş açısıdır. Malzemenin mekanik özelliklerine bağlı olarak az miktarda değişim gösteren C sabiti, bileşiminde %0,15-0,5 oranında karbon içeren çelikler için $C \approx 46^\circ$ olarak ölçülmüştür (Bobrov, 1975).

Formül 2.10'a göre P kuvvetinin P_z bileşeni imal edilen malzemenin talaş sıkışma katsayısı ($K_a = K_L$), kaldırılan tabakanın kalınlığı a , talaş açısı γ ve kayma akma gerilmesi τ bilindiğinde analitik olarak hesaplanabilir. Kayma akma gerilmesi τ ile kayma genlemesi (kayma birim şekil değiştirmesi) ε arasındaki ilişki çekme (veya basma) deneyleri sonucu elde edilen gerçek gerilme (plastik akma) eğrisinden bulunur. Tresca kuralına göre çekme deneyinde kayma gerilmesi normal gerilmenin yarısıdır ($\tau = \sigma/2$) ve numunenin kesit daralma oranı (ψ) iken, kayma genlemesi $\varepsilon = 1,5 \ln(1/(1-\psi))$ olur.



Şekil 2.54 : Mekanik deneylerde ve talaş kaldırmada kayma deformasyonunun kayma gerilmesi ile karşılaştırılması (kesme derinliği $t=4$ mm, kesme hızı $v=12-200$ m/dk) 1-St 60; 2-%0,8 C'lu çelik; 3- %1,2 C'lu çelik; 4- 18XHB çelik (Zorev, 1956)

Çekme (veya basma) deneylerinden elde edilen gerçek kayma gerilmesi-kayma genleşmesi verilerine rijit plastik pekleşme modeli $\tau=A\varepsilon^n$ uydurulduğunda ve talaş kaldırmadaki şekil değişimine uygulandığında (Şekil 2.54), ($\varepsilon=2,5$) değerine karşılık gelen kayma gerilmesinin talaş kaldırmanın kayma düzlemindeki kayma gerilmesi τ' ya denk geldiği görülür. Bu durumda kayma düzlemindeki kayma gerilmesi $\tau_i=\tau=A2,5^n$ bağıntısı ($\tau_{2,5}$) ile hesaplanabilir (Astakhov, 1999b).

$$P_z = \tau_{2,5} \left(\frac{K_a - \sin \gamma}{\cos \gamma} + \tan C \right) ab \quad (2.11)$$

Zorev, ortalama kayma akma gerilmesi $A_{2,5}$ değerinin hesaplanması için aşağıdaki modeli önermiştir (Zorev, 1969).

$$\tau_{2,5} = \frac{0,6\sigma_c}{1-1,7\Psi} \quad (2.12)$$

Formül 2.13'ün yanı sıra östenitik çelikler ve menevişlenmiş karbonlu yapı çelikleri için $A_{2,5} \approx \sigma_c$; alaşımli çelikler ve ıslah çelikleri için $A_{2,5} \approx 0,9\sigma_c$; ve sertleştirilmiş çelikler için de $A_{2,5} \approx 0,8\sigma_c$ olduğu gösterilmiştir. P_z değerine dayanarak P ve R kuvvetlerinin diğer bileşenleri de hesaplanabilir.

2.7.3. Talaşın sıkışma katsayısı K_a 'nın belirlenmesi

Zorev (1969) modelinde sıkışma katsayısı kesme kuvvetlerinin hesabında plastik deformasyona harcanan işi belirlemek için gereken en önemli değerdir ve deneysel yöntemle belirlenmektedir. K_a değerinden faydalanılarak kayma açısı ϕ ve etki açısı ω ve bu iki değerden faydalanarak

$$\text{Cot}\phi = \frac{K_a - \text{Siny}}{\text{Cosy}} \text{ veya } \text{Tan}\phi = \frac{\text{Cosy}}{K_a - \text{Siny}} \text{ veya } \phi = \text{ArcTan} \frac{\text{Cosy}}{K_a - \text{Siny}} \quad (2.13)$$

hesaplanır. Buradan talaşla takımın talaş yüzeyi arasındaki sürtünme açısı θ belirlenebilir

$$\omega = \theta - \gamma; \omega + \phi = C \quad (2.14)$$

Burada ϕ belirlendiğinde C sürekli talaş oluşturan malzeme için $46-50^\circ$ olduğundan 2.14 ifadesinden ω 'yı bulmak mümkün olur (Zorev, 1969; Bobrov, 1975).

Talaş sıkışma katsayısı K_a 'yı aşağıdaki yöntemlerle belirlemek mümkündür.

a) Talaş uzunluğunu ölçme yöntemi

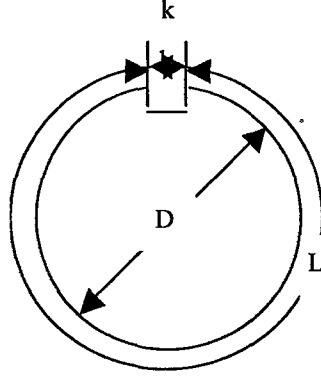
$$K_L = \frac{L}{L_1}; K_{L_1} = K_L \cdot \frac{b_2}{b_1} \quad (2.15)$$

Burada kaldırılan tabakanın teorik uzunluğu L Şekil 2.55'e göre belirlenir.

$$L = \pi \cdot D - k \quad (2.16)$$

Talaşın uzunluğu ise ince tel yardımı ile ölçülür. K_L 'yi daha hassas ölçme istersek talaşın genişlenmesi b_2 ve talaşın teorik genişliği b_1 göz önüne alınmalıdır.

$$K_B = \frac{b_2}{b_1}; K_{L_1} = K_L \cdot \frac{b_2}{b_1} \quad (2.17)$$



Şekil 2.55 : K_L 'nin bulunması için kaldırılan tabakanın uzunluğu (L) ve kaldırılan talaş uzunluğunun (L_1) ölçülme şeması

$b_2 = b_1$. (1,05 - 1,1) olduğundan (K_B) göz önüne alınmamaktadır ve ($K_L=K_{L1}$) kabul edilir.

b) Talaş kalınlığını (a_2) ölçme yöntemi

Bu yöntemde talaş kesitinden mikroskop için talaş kesit numunesi hazırlanarak (a_2) yüksek hassasiyetle ölçülür ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$K_a = \frac{a_1}{a_2} \quad (2.18)$$

c) Talaşın Tartılması Yöntemi

Bu yöntemde belirli bir L uzunluğundaki talaş (10-30 mm) tartılır. Bu talaşın kütlesi belli olduğundan

$$G = \frac{a_1 b_1 L_1 \rho}{10^3} \quad (2.19)$$

Olarak hesaplanır. Burada a_1 talaşın kalınlığı, b_1 genişliği, ρ yoğunluğu L_1 boyudur. $A.b=s.t$ olduğundan

$$K = \frac{G 10^3}{L_1 \rho s t} \quad (2.20)$$

olarak belirlenir.

2.8. Yorulma Dayanımının Özellikleri ve Yorulma Deneylerinin Yapılışı

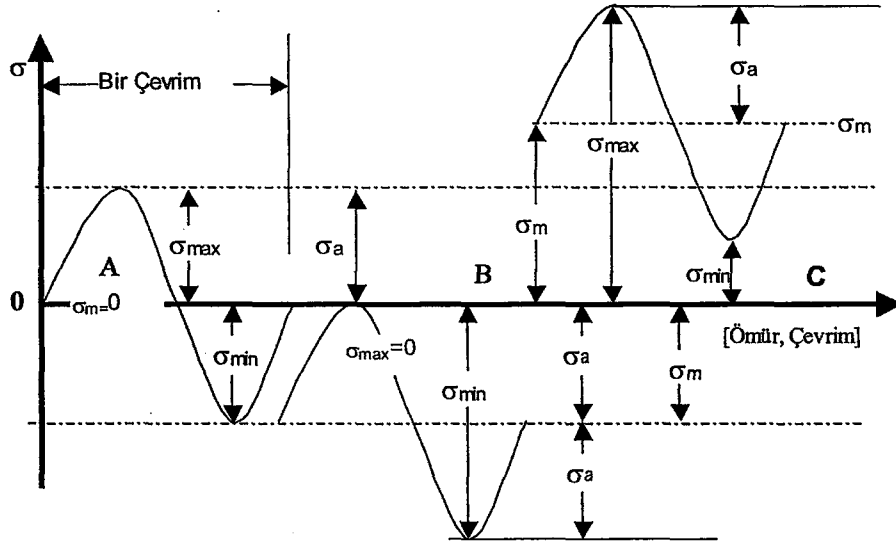
Bu bölümde silindirik numuneler ve çentikli numuneler için yorulma deney sonuçlarının yorumlanmasında kullanılan genel kavramlardan kısaca bahsedilmiştir. Daha sonra yorulmaya etki eden genel faktörlere kısaca değinildikten sonra talaş kaldırmanın parça yüzeyinde oluşturduğu artık gerilmeler, sertleşmeler ve pürüzlülük hasebiyle bu üç faktörün yorulma dayanımına etkileri daha detaylı olarak incelenmiştir

2.8.1. Yorulma dayanımı ile ilgili genel kavramlar

Büyüklüğü ve yönü sürekli olarak düzenli veya düzensiz değişen kuvvet veya momentlerin (eğme- burma –çekme basma ve çeşitli kombinasyonları) etkimesi yorulma zorlanması olarak adlandırılır. Yorulma dayanımı ise belirli bir ortalama gerilme ve ömür değeri için hasar oluşturacak nominal değişken gerilme olarak tarif edilmektedir (Heywood, 1962; Koçanda, 1972). Yorulma sınırı ise belirli bir ortalama gerilme için bundan sonra yük tekrar sayısının artması ile dayanımda düşüşün olmayacağı yorulma dayanımı olarak tanımlanmaktadır. Bu kısım Wöhler diyagramındaki yatay kısmın dikey kısım üzerindeki izdüşümüdür (Eibull, 1961).

Kuvvet veya momentin en büyük veya en küçük değerleri sıfır konumuna göre ters veya aynı işaretli olabilirler. Yorulma zorlamasının iki hali için özel isimler verilmiştir. Kuvvet veya momentler aynı büyüklükte fakat biri artı diğeri eksi iki sınır değer arasında değişiyorsa tam değişken zorlama (Şekil 2.56-A) ve malzeme dayanımı bakımından değişken yorulma dayanımı (değeri) söz konusudur. Kuvvet veya moment sıfır değeri ile belirli bir diğeri sınır arasında değişiyorsa dalgalı zorlama (Şekil 2.56-B) ve malzeme dayanımı açısından da dalgalı yorulma dayanımı (değeri) deyimleri kullanılır

Değişken zorlamada ortalama gerilme sıfırdan farklı ve gerilme genliğinden daha küçüktür. Dalgalı zorlamada ortalama gerilme sıfırdan farklı ve gerilme genliğinden daha büyüktür alt ve üst gerilmeler aynı işaretlidir. (Şekil 2. 56-B, C)

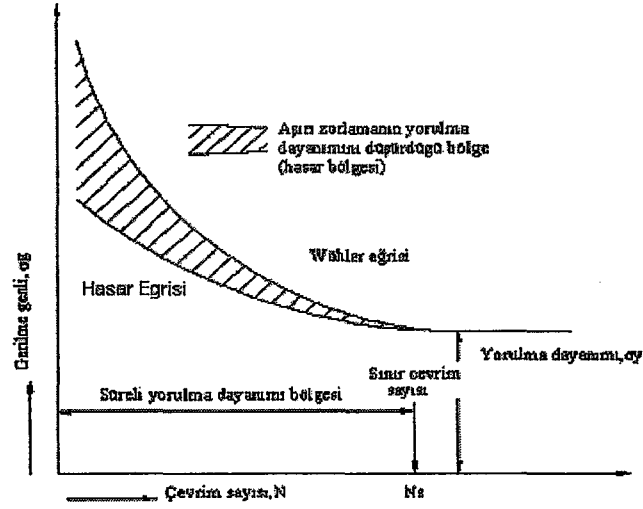


Şekil 2.56 : Yorulmada zorlama türleri.

Şekil 2.56'daki yorulma ile ilgili bazı tanımlamalar aşağıda verilmiştir.

- σ_e : Yorulma dayanımı (Belirli bir N_s için sürekli mukavemet sınır değeri)
- σ_a : Verilen bir σ_m ortalama gerilme için bulunan yorulma dayanımının gerilme genliği
- σ_{max} : Verilen bir σ_m ortalama gerilmesi veya σ_m 'in gerilmesi için bulunan yorulma dayanımının maksimum değeri. (İşarettten bağımsız olarak gerilmenin en büyük mutlak değeri)
- σ_{min} : Verilen bir σ_m ortalama gerilmesi için bulunan yorulma dayanımının minimum gerilmesi (İşarettten bağımsız olarak gerilmenin en küçük mutlak değeri)
- σ_m : Denejde uygulanan maksimum ve minimum gerilmelerin ortalama değeri.
- N : Çevrim sayısı
- N_s : Sınır çevrim sayısı

Yorulma dayanımının gösteriminde en yaygın olarak Wöhler diyagramları (S-N Eğrisi) kullanılır (Şekil 2.56). Wöhler diyagramı sabit bir ortalama gerilme için elde edilir.



Şekil 2.57 : Wöhler diyagramı

2.8.2. Yorulma ve çentikli numunelerle ilgili bazı tanımlamalar

Aşağıda yorulma dayanımının hesaplamasında çentikli numuneler için tanımlanmış faktörler açıklanmaktadır.

Teorik Çentik Katsayısı (Theoretical Stress Concentration Factor, S.C.F, K_t):

Çentik dibindeki maksimum gerilmenin kesitte düzgün dağıldığı varsayılan nominal gerilmeye oranı olarak tanımlanır.

$$K_t = \frac{\text{Çentik dibindeki maksimum gerilme}}{\text{Kesitteki nominal gerilme}} = K_t = \frac{\sigma_{\text{Çentikli}}}{\sigma_{\text{Nominal}}} \quad (2.21)$$

Teorik çentik katsayısı geometriye ve yükleme türüne bağlıdır. Bu katsayıyı bulmak için tasarım ile ilgili kaynaklarda çeşitli çentik tipleri için elde edilmiş olan tablolar veya grafikler kullanılır

Yorulma Çentik Katsayısı (Alternating Strength Reduction Factor, Fatigue Notch Factor, K_a veya K_f):

Çeşitli kaynaklarda bu faktör K_a veya K_f ile gösterilmektedir, burada K_f kullanılacaktır. Gerilme ömür yaklaşımında çentik etkisi yorulma çentik faktörü K_f ile hesaba katılır. Bu değer verilen bir ömür için çentikli numunenin yorulma dayanımının çentiksiz numunenin yorulma dayanımına oranıdır. Çentik dibindeki

gerilmenin düz numunedeki nominal gerilmeye eşit olduğu ve çentikli numune ve düz numune ömürlerinin aynı olduğu durum kabul edilir.

$$K_f = \frac{\sigma_a}{\sigma_{an}} = \frac{\text{Düznumunenin sürekli mukavemet degeri}}{\text{Çentikli numunenin sürekli mukavemet degeri}} = \frac{\sigma_e^{\text{Çentiksiz}}}{\sigma_e^{\text{Çentikli}}} \quad (2.22)$$

Yorulma ile ilgili olarak bilinmesi gereken diğer kavramlar aşağıda sırası ile açıklanmıştır. Ortalama gerilme:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (2.23)$$

Gerilme aralığı

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (2.24)$$

Gerilme genliği (σ_a)

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = (\sigma_{\max} - \sigma_m) = (\sigma_m - \sigma_{\min}) \quad (2.25)$$

Gerilme oranı;

$$R = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}} \quad (2.26)$$

Tam değişken yükleme durumu için $R = -1$ dir.

Genlik oranı;

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{1-R}{1+R} \quad (2.27)$$

olarak tanımlanmıştır.

Bazı kaynaklarda tablo halinde çeşitli malzemeler için çentik duyarlılık katsayısı aşağıdaki gibi verilmektedir.

Tablo 2.6 : Çevresel yarım daire çentikli yuvarlak çubukların eğme yorulma deneyi ile bulunan çentik duyarlılık katsayıları q değerleri (Tauscher, 1983)

Malzeme	Çentik duyarlılık katsayısı, q
St 38 normalize edilmiş	0,4...0,7
St 50 normalize edilmiş	0,5...0,85
St 70 normalize edilmiş	0,55...0,85
St 52-3 yapı çeliği	0,85...0,90
20 NiCr5; 40NiCr5; 20NiCr14; 30NiCr12; normalize edilmiş	0,65...0,75
20 NiCr5; 40NiCr5; 20NiCr14; 30NiCr12; ıslah edilmiş	0,80...0,95
% 13 Cr'li çelik	0,70...0,80
Kopma dayanımı 110 kg/mm ² ıslah edilmiş yay çeliği	0,95...1,0
Östenitik çelikler	0,1...0,35
Hafif metaller dövülmüş veya haddelenmiş	0,40...0,80

2.8.4. Yorulma çentik ve teorik çentik katsayısı arasındaki ilişki

Çentik gerilmeye maruz kalan parçanın kesitinde her hangi bir ani değişiklik olarak tanımlanır. Bu tür ani değişiklikler parçanın bu kısımlarında ilave gerilme yığılmalarına yol açarlar ve parçanın yorulma dayanımının büyük ölçüde düşmesine sebep olurlar (Şekil 2.59). Herhangi bir gerilmeye maruz makine elemanı üzerindeki ani keskin kesit değişimleri çentik olarak nitelendirilir. Bu gibi durumlarda kesitin ani olarak değiştiği bölgede gerilme yığılması oluşur. Çentiğin türü ve geometrisine göre gerilme yığılma katsayısı deneylerle belirlenmiştir.

Çentikli parçaların yorulma dayanımının hesabında çentik katsayısı, çentik duyarlılık katsayısı ve malzemenin çentik hassasiyeti kullanılmaktadır. Maksimum gerilme elastik alanda kaldığı yani malzeme davranışları Hook kanununa uyduğu sürece çentik katsayısı sadece çentik biçimi ve zorlama şekline bağlıdır. Dolayısı ile çentik katsayısı malzemeden bağımsız, çekme zorlamalarında en büyük, burma zorlamalarında en küçük, eğme zorlamalarında da ikisi arasında bir değere sahiptir. Elastiklik sınırının aşılması durumunda çentik katsayısı malzemenin özelliklerine göre az veya çok küçülür, çentik biçimi ve zorlama şekline ek olarak malzemeye de bağlı olur.

Aynı çentik biçimi ve zorlama şekli için yorulma deneyi ile bulunan yorulma çentik katsayısı K_f , statik yükleme ile saptanan çentik katsayısı K_t 'den daima küçüktür. Bunun nedeni statik ve değişken zorlamalar altında malzeme davranışının tamamen

$$q = \frac{BC}{AC} = \frac{\sigma_{no} \cdot (K_f - 1)}{\sigma_{no} \cdot (K_t - 1)} = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (2.31)$$

K_f değeri, K_t değerinden daima küçük ve sınırlı halde eşit olabileceği için q değeri her zaman 1'den küçüktür. q çentik duyarlılık katsayısı K_t teorik çentik katsayısı yanında K_f yorulma çentik katsayısını da içerdiğinden çok sayıda faktöre bağlı olup, malzeme, zorlama şekli, gerilme durumu çentik biçimi, çentik boyutları, sıcaklık, ortalama gerilme ve zorlama süresi ile değişir. Bu ifade yeniden düzenlenirse

$$K_f = 1 + (K_t - 1)q \quad (2.32)$$

yazılabilir. Çeşitli malzemeler için çentik duyarlılık katsayısını veren tablolar mevcuttur. Ama bu tablolarda büyük dağılımlar vardır, bu nedenle K_f değerinin K_t ve q değeri ile kesin olarak belirlenmesi mümkün değildir. Bu nedenle yorulma çentik katsayısının hesaplanmasında malzemenin çekme dayanımı, çentik radyusu, ve K_t katsayısını ihtiva eden başka ampirik bağıntılar da mevcuttur (Bölüm 2.8.6).

2.8.5. Yorulma dayanımına tesir eden faktörler

Yorulma dayanımına etki eden birçok faktör bulunmaktadır. Bazı araştırmacılar bunları iç etkenler ve dış etkenler olarak ikiye ayırmışlardır (Tauscher, 1983). Bir yorulma hasarı birçok etkenden oluşur, ancak tek bir olumsuz etkenin hasar oluşturduğu durumlar da görülmüştür.

Dış etkenler şu şekilde sıralanabilir:

- 1 Konstrüksiyonla ilgili çentikler, (yağ delikleri, kama yuvaları, keskin kesit değişim bölgeleri, faturalar, enine delikler vs.),
- 2 Kuvvetlerin doğrultu değiştirdiği yerler (cıvata kafaları, krank mili dirsekleri, sıkı geçmeler vs.),
- 3 Kuvvet etki noktaları (toleranslı veya sıkı geçmeler, dingil başlıkları ve diğer noktasal veya çizgisel etkiyen kuvvetler),
- 4 Talaşlı işlemler sırasında oluşan yüzey zedelenmeleri. (taşlama izleri, taşlama çatlakları, torna izleri, yüzey çizikleri, korozyona uğramış

noktalar, karıncalanma ve tane sınırı korozyonu, aşınmış bölgeler, sertleştirme çatlakları, hadde ve dövme hataları, katmerler, katmanlar vs.).

İç etkenleri ise aşağıdaki gibi sıralamak mümkündür:

- 1 Çizgi halinde cüruflar, cüruf kalıntılarının yoğunlaştığı bölgeler ve tek tek iri cüruf kalıntıları, cürufların, oksitlerin, nitrürlerin ve karbürlerin tane sınırlarında çökelmeleri, her türden birikmeler, yüzey kabarcıkları, mikro boşluklar, tane sınırında oksitlenme, tane içinde oksijen miktarının artması, iç çatlak kümeleri vs.,
- 2 Her türlü ısıl işlemde kaynaklanan yapı farklılıkları, aşırı heterojen yapı, yayınma tabakaları ile ana malzeme arasındaki keskin geçişler, sertleştirilmiş ve sertleştirilmemiş bölgeler arası keskin geçişler vs.,
- 3 Kaynak dikişi dışındaki elektrot ateşleme izleri, kaynak dikişindeki gaz boşlukları, gözenekler, cüruf kalıntıları erime oyukları vs., talaşlı veya talaşsız şekil verme veya ısıl işlemlerden kaynaklanan iç gerilmeler.

Deneyimlere göre yorulma hasarlarının büyük çoğunluğu (yaklaşık %85-90) malzeme hatalarından dolayı değil çentik etkisi yapan şekil, yüzey etkileri ve benzeri nedenlerle ortaya çıkmaktadır. Yorulma dayanımına etki eden faktörleri daha özel olarak dört ana başlık altında toplamakta mümkündür (**Birger, 1963**). Bunlar:

1. Parçanın çalışma koşulları (eğme burulma, çekme basma ve kombinasyonları, çalışma ortamı, korozyon etkileri, sıcaklık, darbe durumu yüklenme frekansı)
2. Parçanın konstrüksiyon özellikleri ile ilgili faktörler (parçanın boyutları, çentik durumu parça geometrisi, kesit geometrisi)
3. İmal edilen iş parçası malzemesinin imalat yöntemi ile (Döküm, dövme, haddeleme, ekstrüzyon vs.) ilgili mekanik ve kimyasal bünye özellikleri, malzeme içindeki cüruflar, boşluklar vs.
4. İmal usulü ile ilgili faktörler. Bu kısma imal usulleri ve imal koşulları, takım, tezgâh, parça, araç sisteminin rijitliği, imalat teknolojisi ve imalat teknolojisi

ile ilgili bir dizi faktörler yani imal yöntemi, yüzey pürüzlülüğü, ısıl işlemleri (Hacimsel ve yüzeysel ısıl işlemler) yüzey tabakası durumu vs. dahildirler.

Yukarıda açıklanan faktörlerin ilk üçünün parçanın yorulma dayanımına etkisi ayrı ayrı olarak birçok araştırmacılar tarafından detaylı açıklanmıştır (Birger, 1963). Ancak her hangi bir imal usulünde yorulmayı etkileyen parametrelerin sayısı ve onların kombinasyonlarının değişmesi ile ilgili olarak birbirine zıt sonuçların alınması da mümkündür. Yorulmayı etkileyen parametreler bağımsız olmayıp etkiler karşılıklı etkileşim içindedirler. Örneğin bazı durumlarda yüzey pürüzlülüğünün yükselmesine karşı sürekli mukavemet sınırının düşmediği gözlenmiştir (Horger ve Neifert, 1952; Nanoviç ve diğ., 2004).

Talaş kaldırma sistemi içinde imal koşulları ayrı ayrı olarak yüzeye ve yüzey pürüzlülüğüne, yüzey sertleşmesine, artık gerilmelere ve yüzey tabakasını nitelendiren parametrelere etki yapmaktadırlar. Bu parametrelerin yorulma dayanımına etkisi tek yönlü olmayıp çoğu zaman bir birleri ile karşılıklı etkileşim içinde olmaktadır

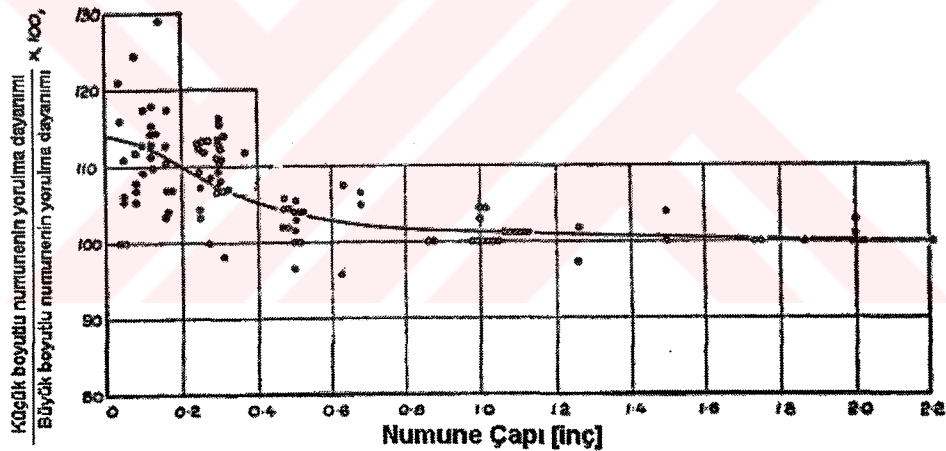
Yüzey tabakasının bütünlüğü işlenmiş yüzeyin kalitesinin bir göstergesidir ve yüzeyin ve yüzey altındaki tabakanın durumunu ifade eder. Yüzey bütünlüğü genel olarak yüzeyin mekanik, metalürjik, kimyasal özelliklerini ve yüzeyin pürüzlülüğü sertlik değişimleri, yapısal değişiklikleri artık gerilmeler gibi topolojik özellikleri ihtiva eder. Yüksek kaliteli bir üründen beklenen özellikler ilgiyi parçanın performansına, uzun ömürlülüğüne, güvenilirliğine etki ettiğinden dolayı yüzey şartları özellikle de işlenmiş yüzeylerde oluşan artık gerilmeler üzerinde odaklanmıştır (Jang ve diğ., 1996).

Biçim, yüzey kalitesi ve çentikler gibi nedenlerle gerilme tepelerinin oluştuğu makine elemanları için yapılan yorulma dayanımı hesaplamalarında bu etkilerin göz önüne alınması gereklidir. Bu nedenle parçada zorlanma sırasında oluşan anma gerilmesi genliği (σ_a) ile yorulma dayanımının gerilme genliği (σ_a) aynı ortalama gerilme değeri (σ_m) için aşağıda belirtilen etkiler de dikkate alınarak karşılaştırılır. Burada yorulma dayanımına etki eden faktörlerden yorulmaya doğrudan veya teorik çentik katsayısı dolayısı ile etkisi olan çentiğin konstrüktif özelliklerinden bahsedilecektir.

2.8.5.1. Yorulma dayanımına boyut etkisi

Yorulma hasarı büyük gerilmelerin malzeme bünyesindeki hataları etkilemesine bağlıdır. Esas bakımdan yorulma malzemenin en zayıf bağlantısı tarafından kontrol edilir ve bu zayıf bağlantının malzemede bulunma olasılığı da artan malzeme boyutlarıyla artar.

Yapılan araştırmalar, makine parçalarının büyüklüklerinin eğme ve burma yorulma dayanımlarını önemli oranda etkilediğini göstermektedir. Büyük boyutlu parçaların yorulma dayanımları küçük boyutlu parçaların yorulma dayanımından daha düşüktür ve kullanılan çeliğin sertliği arttıkça bu fark daha da belirginleşir (Şekil 2.60). Burma ve eğme gerilmeleri eşit olan iki değişik kalınlıkta çubuğun kesitlerindeki gerilme dağılımları ele alınırsa, büyük çaplı çubukta daha büyük bir hacmin yüksek gerilmeler altında olduğu ve dolayısı ile yorulma çatlaklarını başlatacak herhangi bir hatanın bulunma olasılığının arttığı söylenebilir. Büyük çaplı çubukta eğme zorlamaları altında yüzey civarındaki gerilme çekme-basmadakine yaklaşır.



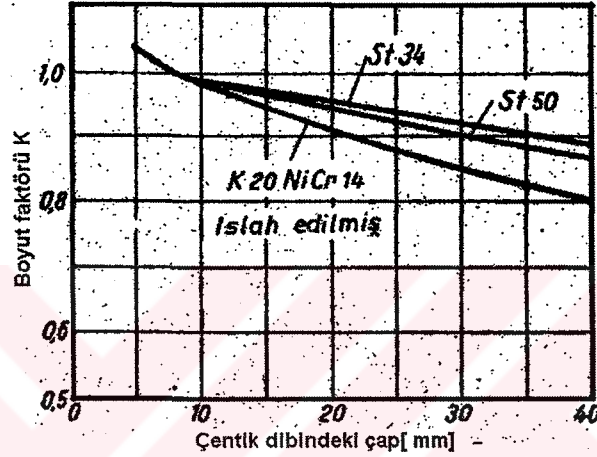
Şekil 2.60 : Yorulma dayanımına boyut etkisi (Heywood, 1962)

Pratik olarak tek eksenli çekme basma zorlamaları için yorulma dayanımı boyut etkisinden bağımsızdır. Yorulmada boyut etkisi çok uzun ömürlerde ortaya çıkar ve 2 inç çapın altındaki malzemeler için oldukça küçüktür (Bannantine ve diğ., 1990). Bunun bir sebebi büyük olasılıkla parça içinde oluşmuş artık gerilme durumudur.

Sürekli yorulma bölgesinde ise çekme ve çekme basma zorlamaları için de belirli bir boyut etkisi görülmekte olup, parçanın çapının veya kalınlığının artması ile kopma çevrim sayısı da artmaktadır. Buna neden olarak çatlak başlangıcından sonra

kırılmanın büyük parçalarda küçük parçalara göre daha fazla zaman alması gösterilebilir.

Yorulma deneyleri yapılacak malzeme, malzemenin karakteristik durumunu temsil edecek miktarda olmalıdır. Karakteristik olarak malzeme klasik elastisite teorisinde kabul edildiği gibi homojen ve izotrop olmalıdır. Numune için seçilen malzeme, tane içindeki dislokasyonları, tane sınırı etkilerini, boşlukları ve kalıntıları içermelidir. Literatürde çentikli parçalar için verilmiş boyut etkileri de vardır. Şekil 2.61'de çentik içeren parçalarda değişik malzemeler için boyut etkisi verilmektedir.



Şekil 2.61 : Çentikli parçalarda boyut etkisi (Tauscher, 1983)

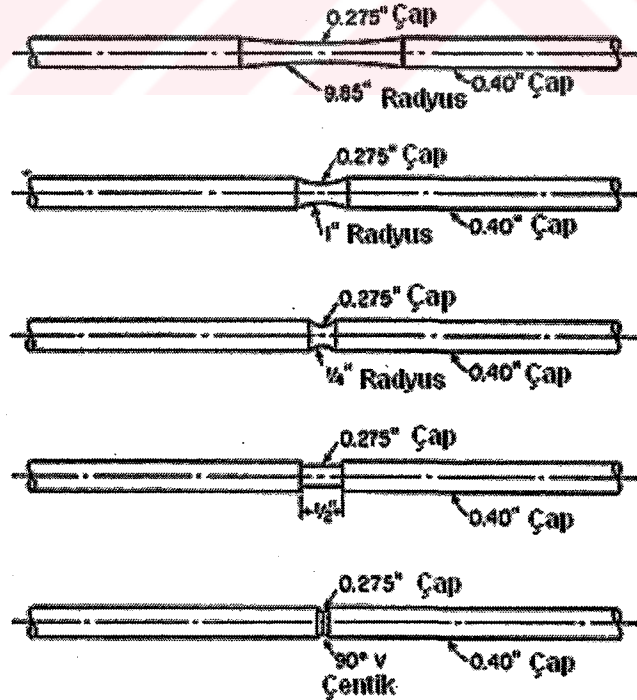
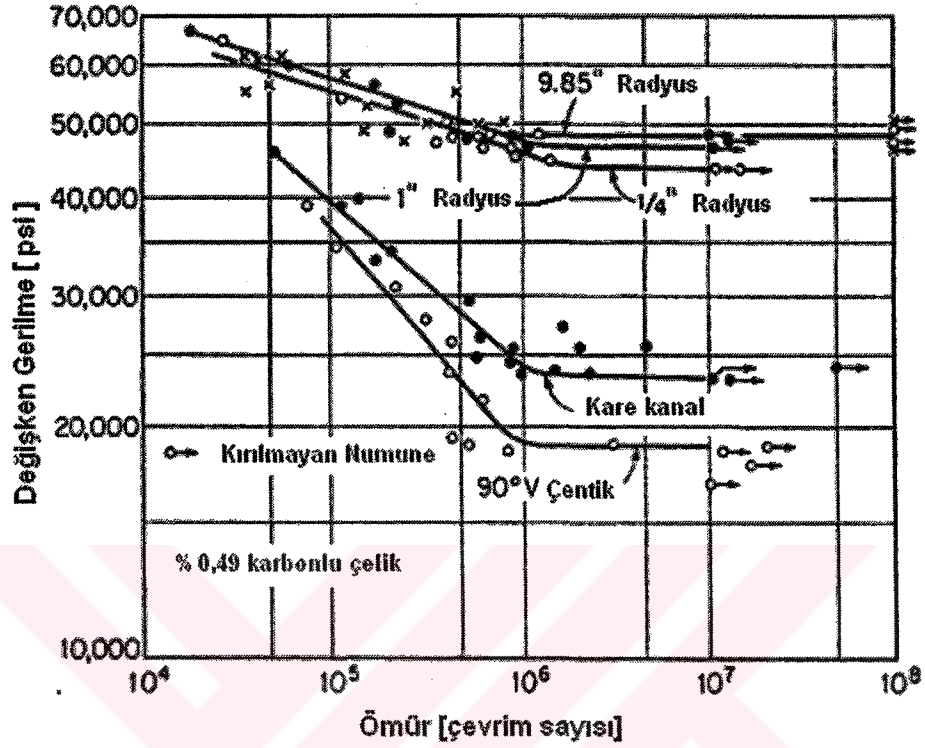
2.8.5.2. Yorulma dayanımına çentik etkisi

Çentik geometrisinin (profilinin) yorulma dayanımına önemli etkisi vardır. Şekil 2.62'de çeşitli geometrik formlara sahip çentiklerin yorulma dayanımına etkileri verilmiştir. Görüldüğü gibi çentik yarıçapı büyüdükçe yorulma dayanımı artmış, küçüldükçe azalmıştır. En düşük dayanımı 90° V çentik göstermiştir. Kare kanallı çentiğin dayanımına etkisi bundan az olmuştur. En büyük dayanımı 9,85 inç yarıçapına sahip çentikli numune sergilemiştir.

2.8.5.3. Yorulmaya v kanallı çentiklerde profil açısının etkisi

V kanallı çentiklerde çentik açısının etkisi 20° ile 100° arasındaki değerler için Gunn tarafından incelendi. Yorulma dayanımının açı ile fazla değişmediği anlaşıldı sadece 100° çentik açısı için dayanım hafif arttı. Bu deneyler alüminyum için yapıldı. Yine değişik kaynaklarda V kanallı çentiğe benzeyen civata bağlantıları için dayanım

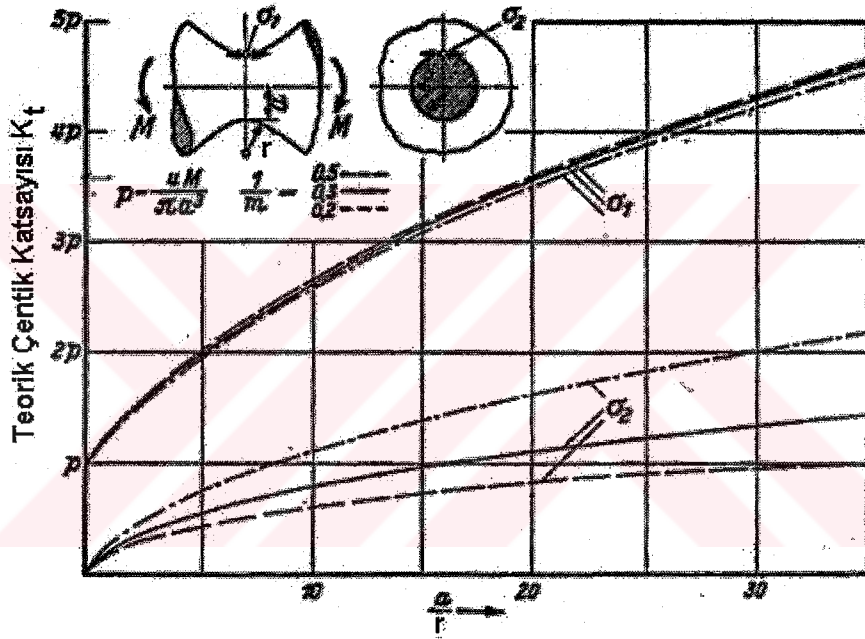
hesaplamalarında teorik çentik katsayısı 3 olarak alınabileceği belirtilmiştir (Heywood 1962).



Şekil 2.62 : Çentik geometrisinin yorulma dayanımına etkisi (Almen ve Black, 1963)

2.8.5.4. Çentik yüksekliğinin ve radyusunun teorik çentik katsayısına etkisi

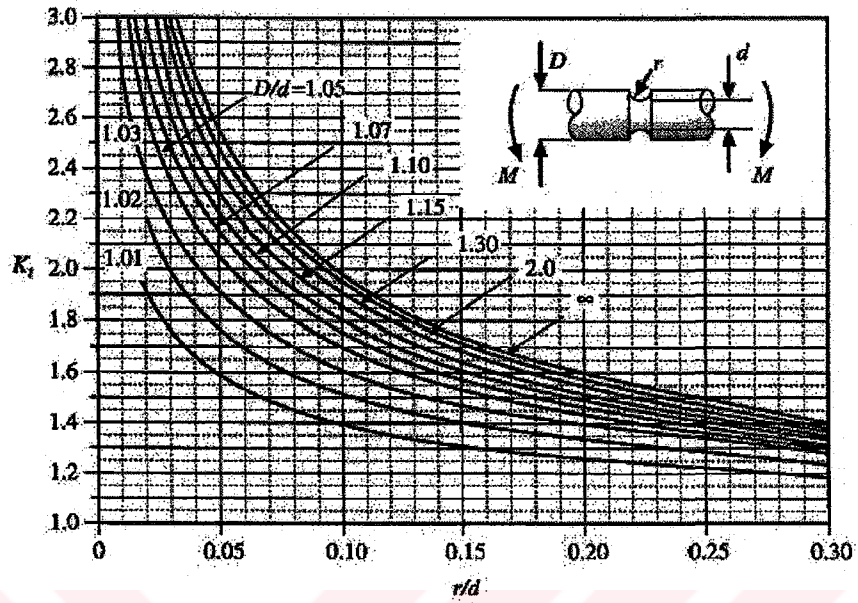
Şekil 2.63 de Neuber (1958) tarafından çevresel V kanallı çentikli parçalar için çentik dibi radyusunun çentik dibi yarıçapına oranı dikkate alınarak teorik çentik katsayıları verilmektedir. Buna göre çentiğin yüksekliğinin çentik dibindeki gerilme konsantrasyonuna etkisi yoktur. Buna göre çentik dibindeki gerilme yığılmasına etki eden faktörler çentik dibi radyusu ve çentik dibindeki çaptır. Çentik dibindeki radyusun artması ile teorik çentik katsayısı düşmektedir. V kanalları için kritik çentik dibi radyusu minimum dayanımın elde edildiği 0,05 inç olarak belirlendi. V kanallı çentiklerde bundan daha düşük çentik dibi radyuslarında sıfır ortalama gerilme için ilerlemeyen çatlakların oluştuğunu ise Frost gösterdi (Heywood, 1962)



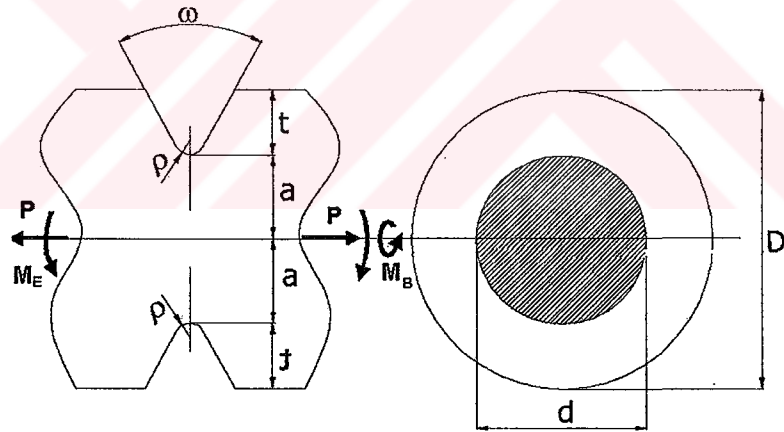
Şekil 2.63 : Neuber'in (1958) çevresel v kanallı çentik için eğilmede teorik çentik katsayısı

Ancak bazı kaynaklarda teorik çentik katsayısı çentik yüksekliğine bağlı olarak da verilmektedir (Şekil 2.64 ve 2.65). Şekil 2.63 dikkate alındığında çevresel dairesel çentikli yuvarlak çubuklar için eğilmede teorik çentik katsayısının da vida için uygun olabileceği kanısına varılmıştır. Bunun nedeni Neuber'in (1958) verdiği grafikte teorik çentik katsayısının çentik dibi radyusu ve çentik dibi çapına bağlı olarak verilmesidir. Bu nedenle Peterson (1951) tarafından çevresel dairesel çentikli yuvarlak çubuklar için eğilmede verilmiş teorik çentik katsayılarını ifade eden grafikte Şekil 2.64'te verilmektedir. Şekil 2.65 ve Tablo 2.7'de çentik dibi radyusu 0,5 mm ve çentik dibi yarıçapı 10 mm olan çevresel V kanallı çentik için teorik çentik

katsayısı verilmiştir. Burada çentik açısı da yaklaşık 52° 'dir Bu durumda eleman için teorik çentik katsayısı 2,9 olarak verilmektedir (Bilizniyansky vd., 1950; Kudraçev, 1967).



Şekil 2.64 : Peterson'un (1951) çevresel yuvarlak çentikli dairesel çubukların eğmede teorik çentik katsayısı



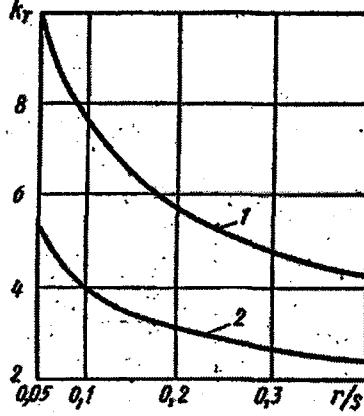
Şekil 2.65 : Vida diş formuna benzer çentiğin teorik çentik katsayısı (Kudraçev, 1967)

Tablo 2.7 : Şekil 2.65'de verilen geometriye ait teorik çentik katsayıları

D	H	B	d	h	a	t	r	ρ	ω	Teorik Çentik Katsayısı		
										Çekme-Basma	Eğilme	Burma
10			5		2,5			0,5	$67^\circ 30'$	2,45 (2,94)	1,99 (2,18)	1,52
										3,35 (4,07)	2,63 (2,90)	1,83
15			7,5		3,75			0,5	$58^\circ 30'$	2,93 (3,55)	2,33 (2,57)	1,68
										4,04 (4,98)	3,14 (3,48)	2,08
20			10		5,0			0,5	$51^\circ 52'$	3,35 (4,07)	2,63 (2,90)	1,82
										4,65 (5,73)	3,56 (3,95)	2,30

2.8.5.5. Hatvenin yorulma dayanımına etkisi

Çeşitli kaynaklarda vida hatvesinin yorulma dayanımına önemli bir etkide bulunmadığı belirtilmektedir (Heywood, 1962). Buna rağmen Birger ve Iosileviç (1973) Hatve ve diş dibi radyusuna bağlı olarak vidalı elemanlar için teorik çentik katsayısını aşağıdaki gibi vermektedir.



Şekil 2.66 : Birger ve Iosileviç'in(1973) vida için verdiği teorik çentik katsayısı 1- İşçi dişler (yük taşıyan), 2- Boş dişler

Bu grafikte hatvesi s, diş dibi radyusu r olan vidalı elemanlarda teorik çentik katsayısı diş dibi radyusu- hatve oranları göz önüne alınarak verilmiştir.

2.8.6. V Kanallı çentikler için yorulma çentik katsayısı Kf

Neuber (1958) yorulma dayanımının çentikteki maksimum gerilme bölgesindeki birim kübik blok üzerindeki gerilme dağılımı ile ilgili olduğunu ileri sürerek aşağıdaki bağıntıyı vermiştir.

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{\pi}{\pi - \omega} * \sqrt{\frac{A}{R}}} \quad (2.33)$$

Burada: A malzeme sabiti (boyutlar ve birim blok un yarı genişliğini ifade eder), R çentiğin kök radyusu, ω çentik açısı (radyan) dır. Bu formül boyut etkisini çentiğin kritik boyutunu ve uç radyusunu dikkate alarak hesaba katar. Bazı çentiklerle yapılmış deneylerle uyumlu sonuçlar vermiştir.

Neuber (1958)'in formülünde çentik açısı iki kez değere katılmıştır birincisi teorik faktörün bu açıyla ilişkisi, ikincisi ise $\pi/(\pi - \omega)$ değeridir. İkisinde de artan çentik

açısı ile dayanım azaltma faktörü küçülür. Bu ilişkinin doğruluğunu deneysel olarak kanıtlanmaya ihtiyaç vardır. Bu konuda ayrıntılı bilgi yoktur ve bu nedenle de çentik açısının etkisi deneysel olarak ta onaylanmamıştır.

Bu formül daha basitleştirilmiş ve düzeltilmiş haliyle aşağıdaki şekli alır.

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{A/R}} \quad (2.34)$$

Çentikli numunelerin yorulma dayanımlarının hesaplanmasında bu formül daha uygundur. Bu formül çentik dibi radyusunun 0.05 inçten yüksek değerlerinde güvenilir sonuçlar vermektedir (Heywood, 1962).

Çevresel V kanallı çentikler daha düşük çentik hafifletme faktörü, $\sqrt{a} = 3/\sigma_t$ ile alakalıdır, numune daha düşük bir dayanım verme eğilimindedir ve numune bu tip çentiklere daha duyarlıdır. Bunun böyle olmasının iki nedeni vardır. Malzeme mukavemeti çentiğin kökünde oluşan ilave çekme gerilmelerinden etkilenir. Alternatif olarak yorulma makinesinin küçük eksen kaçıklıklarından etkilenir ve dayanım düşer. Numune boyunca kesiti azaltılmış çentik dibi rijittir. Böyle olunca da numunenin tutturulduğu iki ucu arasındaki ufak bir eksen kaçıklığı çentik kökünde büyük gerilmeler oluşturacak ve dayanımı düşürecektir. Bu formül biraz daha düzeltildiğinde aşağıdaki şekli alır.

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{(1 + a/r)} \quad (2.35)$$

Heywood (1962) çevresel kanallı çentikler için aşağıdaki formülün daha doğru sonuçlar verdiğini ileri sürmüştür.

$$K_f = \frac{K_t}{1 + 2 \left(\frac{K_t - 1}{K_t} \right) \left(\frac{a}{R} \right)^{\frac{1}{2}}} \quad (2.36)$$

Burada \sqrt{a} çekme dayanımının tersi ile doğru orantılıdır ve ampirik olarak elde edilmiştir.

Peterson (1951) tarafından yorulma çentik katsayısı için aşağıdaki ifade önerilmiştir.

$$K_f = \frac{K_t + a'/R}{1 + a'/R} \quad (2.37)$$

Bu formülde a' değeri sertleştirilmiş ve temperlenmiş çelikler için 0,0025; alaşımlı ve normalize edilmiş çelikler için 0,010 olarak verilmektedir.

Çentik yüzeyindeki gerilme çok yüksektir, fakat genişleyen bölge öylesine küçüktür ki mikroskobik yorulma çatlakları gelişemezler, var olan doğal hataların boylarına ulaşamadıklarından yüzeyi sıkı tutan daha güçlü doğal hatalar vardır. Yüzeyin hemen altında oluşan üç eksenli çekme gerilmeli durum yüksek yorulma dayanımı sağlar. Çentikli numunenin dayanımını hesaplamak için kullanılan yöntemlerde bu üç eksenli gerilme hali dikkate alınmadığından dolayı deneysel sonuçlar hesaplanan sonuçlardan yüksek çıkar ve V kanallı çentikler için hesaplanan değerler doğru çıkmaz.

2.9. Yorulma Dayanımına Etki Eden Diğer Faktörler

Yorulma dayanımı deneylerin yapıldığı ortamdan ve sıcaklıktan etkilenmektedir. Çeşitli korozif ortamlarda dayanım düşmektedir. Zorlama sırasında darbe etkisi de yorulma dayanımını etkiler darbe şiddeti arttıkça yorulma dayanımı düşer Bu düşüş çok şiddetli darbe şartlarında çalışan makina elemanları için 2-3 kat civarında olabilir.

Yüzey kalitesi sabit kalmak şartıyla çekme basma zorlamaları altında dikdörtgen kesitlerde yorulma dayanımı dairesel kesitlere göre daha düşüktür. Bu fark yaklaşık %20 kadardır Eliptik kesitlerdeki eğme dayanımları dairesel kesitlerle aynı düzeydedir. Eşkenar kesitli dörtgen kesitler dairesel kesitli parçalardan yaklaşık %20 daha yüksek yorulma dayanımına sahiptirler.

Talaş kaldırma sonucunda yorulma açısından yüzeyde meydana gelen en önemli değişiklikler yüzey pürüzlülüğü, artık gerilmeler ve yüzey pekleşmesi nedeni ile oluşmaktadır. Talaş kaldırmanın yorulma dayanımına etkisi aynı zamanda yüzeyde meydana getirdiği bu değişikliklerin etkisi olacaktır. Bununla bu bölümde talaş

kaldırmanın yüzeyde oluşturduğu bu değişikliklerin yorulma dayanımına etkisi incelenmiştir.

2.9.1. Yüzey pürüzlülüğünün yorulma dayanımına etkisi

Yüzey pürüzlülüğünün yorulma dayanımına etkisi malzemedен malzemeye değişmektedir. Yüzey topolojisinin yorulma dayanımına etkisinin tam olarak anlaşılabilmesi için artık gerilmesiz yorulma numunelerine ihtiyaç vardır. Ancak talaş kaldırmadan sonra gerilme giderme işlemleri uygulandığında malzemenin metalürjik yapısı değişmektedir. Bu durum olayın tam olarak anlaşılmasını engellemektedir. Yalnızca bilyeli dövme gibi bazı mekanik yüzey işlemleri sırasında pürüzlülük çok yükselse bile işlemler sırasında oluşan artık basma gerilmeli yüzey tabakasından dolayı yorulma dayanımında azalma değil, artma görülmektedir (Alam vd., 1997; Akyıldız ve Sarıtaş, 1999; Novovic ve diğ., 2004)

Yüzey pürüzlülüğünün yorulma dayanımına etkisi kısa ömürlü yorulma ve uzun ömürlü yorulma durumuna göre farklılaşma gösterebilmektedir. Arola ve diğ.'nin (2001) yaptıkları çalışmada aşındırıcı su jeti ile işlenmiş numunelerin yorulma dayanımları ile pürüzlülük değerleri arasındaki ilişki incelenmiştir. Düşük gerilme genliklerinde veya uzun ömürlü yorulmada, artan ortalama pürüzlülük değeri Ra ile yorulma dayanımı düşmüştür. Yüksek gerilme genliklerinde veya kısa ömürlü yorulmada ise artan ortalama pürüzlülük Ra değeri ile yorulma dayanımı bir miktar artmıştır. Yüzey pürüzlülüğünün 2-6 mikron arasında değişmesi ile yorulma çentik katsayısının 1 den çok az bir artışla 1,08'e çıktığı belirlenmiştir. Buna göre uzun ömürlü yorulmada meydana gelen düşüş yüzeydeki pürüzlülüğün oluşturduğu gerilme yığılmasından kaynaklanmış olabilir. Kısa ömürlü yorulmada ise bu etki görülmemiştir.

Tablo 2.8'de çeşitli yüzey işlemleri ve bunların sonucu oluşan yüzey pürüzlülüğü ile yorulma dayanımları arasındaki ilişki verilmiştir. Yalnız bilyeli dövmede değil, bazı talaş kaldırma yöntemlerinde de yüzey pürüzlülüğünün yorulma dayanımına önemli bir etkisi gözlenmemiştir. Yüzey pürüzlülüğünün 3-5 mikrondan 26-34 mikrona kadar yükselmesi yorulma dayanımında %7-10'luk bir azalma oluşturmuştur (Nanoviç ve diğ., 2004).

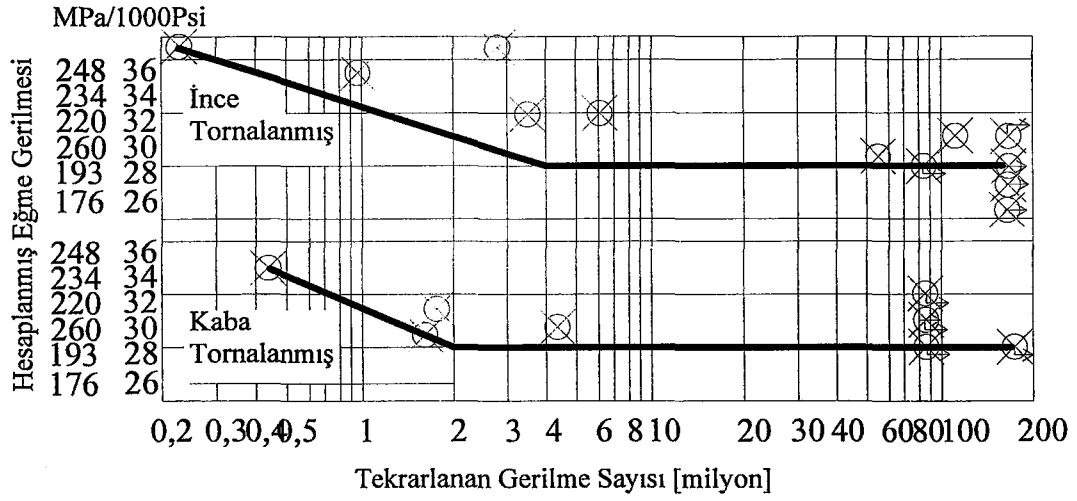
Tablo 2.8 : Yüzey pürüzlülüğü ve yorulma arasındaki ilişki, malzeme gerilme giderilmiş AISI 4140 (Nanoviç ve diğ., 2004)

Yüzey Durumu	Ra [Mikron]	Rt [Mikron]	Yorulma Dayanımı [MPa]
Parlatılmış	0, 1-0, 3	3-5	775
Taşlanmış	0, 5-1, 4	7-14	690
İnce Frezelenmiş	1, 0-2, 2	11-15	775
Kaba Frezelenmiş	1, 1-1, 8	26-34	733
Planyalanmış (ince)	27-33	210-280	620
Planyalanmış (kaba)	35-44	360-390	520

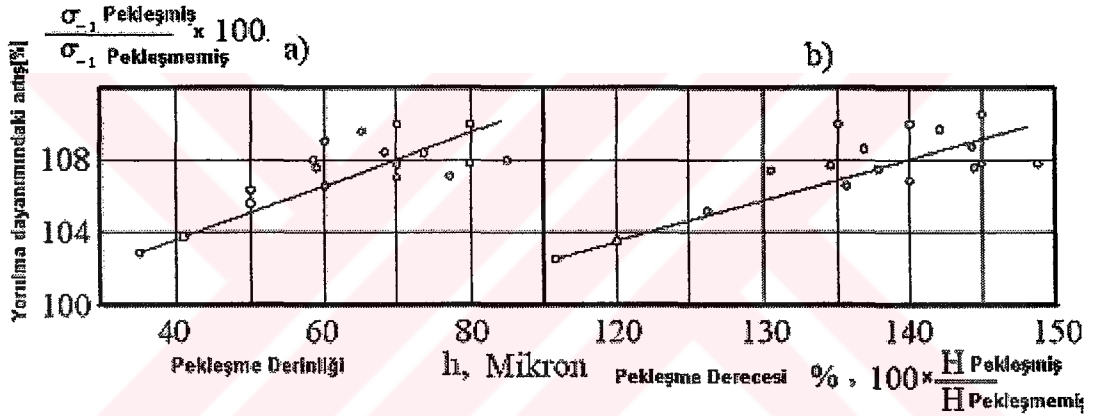
Şekil 2.67’de kaba ve ince tormalanmış 3,81 mm çapındaki numuneler dönel eğmeli yorulma dayanımları gösterilmiştir. **Horger ve Neifert (1952)** tarafından yapılan bu çalışmada kaba tormalama sonucu numunenin yüzey pürüzlülüğü 100 mikron olurken ince tormalama sırasında numunenin yüzey pürüzlülüğü 3,5 mikron olarak belirlenmiştir. Burada, kaba tormalanmış parçanın pürüzlülüğü ince tormalanmış parçaninkinden 28 kat daha yüksektir. Pürüzlülük bu kadar yüksek olduğu halde sürekli mukavemet sınırlarının aynı olmasının nedeni **Edoardo ve diğ.’nin (1999)** ileri sürdüğü gibi kaba tormalama sırasında meydana gelen yüzey sertleşmesi ve yüzey tabakada oluşan basma gerilmesi olabilir. Ayrıca grafik dikkatle incelendiğinde süreli mukavemet bölgesindeki yorulma dayanımındaki bir miktar artış **Arola ve diğ.’nin (2001)** ileri sürdüğü gibi kısa ömürlü yorulmada dayanımın artan pürüzlülük ile bir miktar yükselmesi olabilir. Ancak bu miktarda pürüzlülük farkı iki durumda da sürekli mukavemet sınır değerini değiştirmemiştir. Sonuç olarak yüzey pürüzlülüğünün numunenin yorulma dayanımının yorumlanmasında güvenilir bir kriter olmadığı ve yorulmaya karşı tasarımda belirleyici faktörün yüzey pürüzlülüğü değil, yüzeyde oluşan artık gerilmeler ve yüzeyin plastik deformasyondan dolayı sertleşmesi olduğu ileri sürülmüştür

2.9.2. Yüzey Sertleşmesinin yorulma dayanımına etkisi

Metallerde yüzey tabakasının sertleşmesi ve sertleşme derinliği parçanın yorulma dayanımına önemli etki etmektedir. Şekil 2.68’den görüldüğü gibi sertleşme derinliği ve sertleşme derecesinin artması ile parça yorulma dayanımında %25-30 arasında bir artış görülmüştür (**Matalin, 1977**). Araştırmacının düşüncesine göre bu artışın %12-15’ine pekleşme sırasında yüzey pürüzlülüğünün düşmüş olması da neden olabilir.



Şekil 2.67 : İnce ve kaba tornalanmış 1.5 inç çapındaki numunelerin yorulma dayanımları, malzeme SAE 1045 sıcak haddelenmiş, ısıl işlem görmemiş (Horger ve Neifert, 1952).

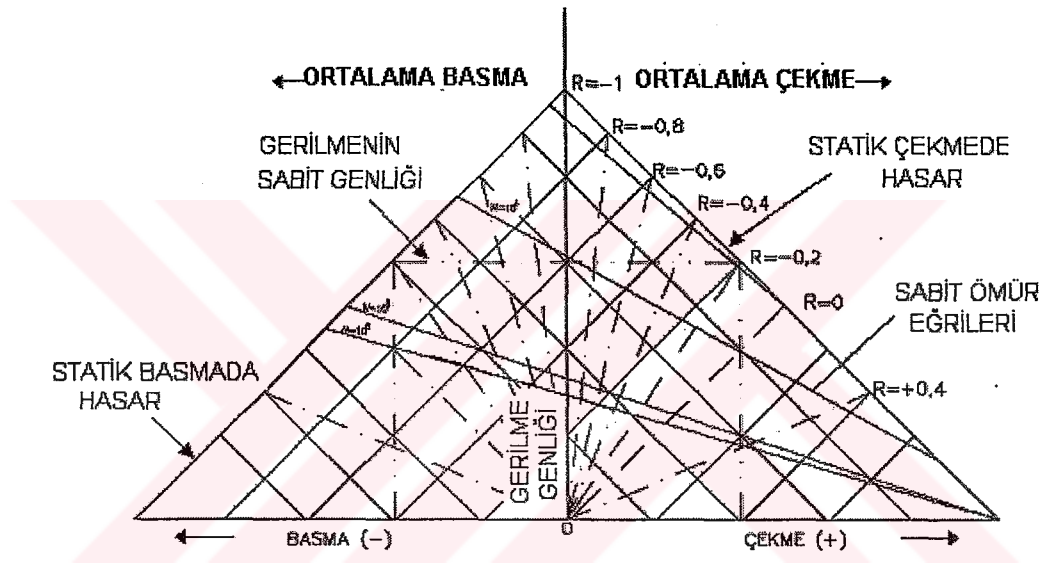


Şekil 2.68 : Tornalamada çeliğin yüzeyinin pekleşme derinliğinin (a) ve pekleşme derecesinin (b) yorulma dayanımına etkisi (Matalin, 1977).

Parçanın yorulma dayanımına ilerleme ve kesme hızı vektörü yönü de etki etmektedir. Araştırmalar göstermektedir ki ilerleme yönünde ve ilerleme yönüne dik yönde kesilmiş numunelerde de yorulma dayanımı farklı değerler almaktadır. Tüm bunların nedeni bu yöntemlerde sertleşmenin farklı değerler almasıdır.

Sertleşme sonucunda yüzeyde artık basma gerilmelerin oluşmasıyla yorulma dayanımındaki artış artık gerilmelerin ortalama gerilme imiş gibi yorumlanması ile master diyagramı kullanılarak açıklanabilir (Şekil 2.69). Yani pekleşme veya çeşitli yöntemlerle yüzeyin sertleştirilmesi ile yüzeyde oluşan basma gerilmeleri ortalama gerilme imiş gibi düşünülebilir. Diğer yönden basma ortalama (artık) gerilmeleri yorulma dayanımının yükselmesine çekme ortalama (artık) gerilmeleri ise yorulma

dayanımının düşmesine neden olmaktadır (Birger, 1963; Heywood, 1962). Bunun yanı sıra gerilmenin etkilediği derinlik arttıkça buna uygun olarak yorulma dayanımı artmakta, çekme gerilmeleri arttıkça yorulma dayanımı düşmektedir (Shaik ve Bailey 1986, Gerber ve Fuchs., 1970). Bu gerilmeleri oluşturan ana neden ise yüzeyin pekleşmesidir. Tüm bu açıklamalar silindirik ve düzlem parçalar için geçerlidir. Çentik faktörlü parçalar için ise, kaynaklarda fazla bilgi yoktur. Çentik faktörlü parçalarda çentik dibinde imalattan sonra oluşmuş artık gerilmeler ve pekleşmenin vidanın yorulma dayanımına etkisi konusunda deneysel bilgiler bulunmamaktadır. Bazı kaynaklarda çentikli parçalarda çentik dibindeki malzemenin akma gerilmesinin birkaç kat yükselebileceği ileri sürülmektedir (Tauscher, 1983)



Şekil 2.69 : Master diyagramı özellikleri

Yorulma çatlakları genellikle çoğu zaman yüzeyde başladıkları için herhangi bir yüzey işlemi yorulma dayanımı üzerinde çok etkili bir rol oynar. Yukarıda yüzey pürüzlülüğünün yorulmaya etkilerinden bahsedildi. Diğer yüzey işlemlerinden, ısı ve mekanik yüzey işlemleri ve yüzey kaplamada da yorulmaya birinci derecede etki eden faktör yüzeydeki artık gerilmelerdir (Bannantine ve diğ., 1990). Bu durumda yüzey karakteristikleri içinde yorulma açısından dikkate alınması gereken birinci etken uygulanan yüzey işleminin parça yüzeyinde oluşturmuş olduğu artık gerilmeler, bu gerilmelerin yönü (işareti) ve etkilendiği tabaka kalınlığıdır (Gerber ve Fuchs, 1970). Bunun yanında Matalin (1977) gibi bazı araştırmacılar sertleşmenin daha önemli bir faktör olduğunu ileri sürerek yorulma dayanımındaki artışı pekleşmeye bağlamaktadırlar.

2.9.3. Artık gerilmelerin yorulma dayanımına etkisi

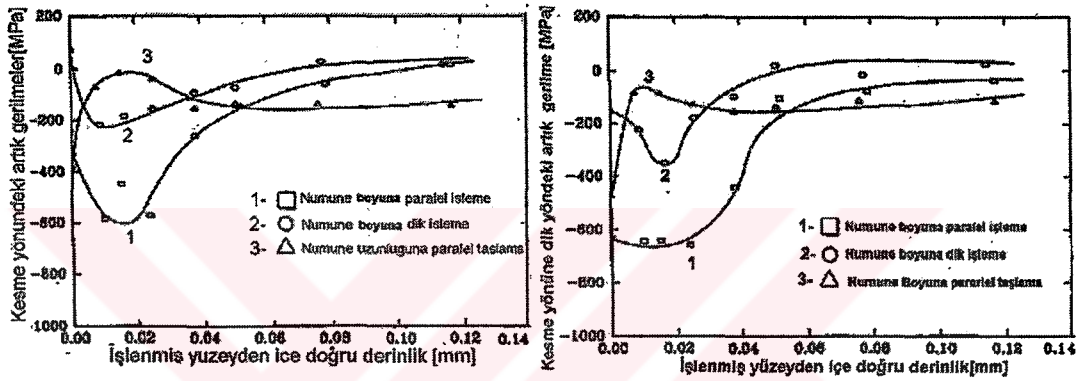
Artık gerilmeler sürekli, sabit ve kalıcı değillerdir. Sıcaklık ve çalışma şartları göre değişen durumlar alabilirler. Yorulma açısından prensip olarak yüzeyde basma gerilmeleri oluşturan her türlü yüzey işlemi faydalı, çekme gerilmeleri oluşturan her türlü işlem de zararlıdır. Özellikle çentikli parçalarda çentik dibinde oluşturulacak artık basma gerilmeli tabaka yorulma ömründe önemli artışlar oluşturabilir (Bannantine ve diğ., 1990).

Gerber ve Fuchs (1970) artık gerilmelerin çentikli parçalarda yorulma dayanımına etkisini araştırmıştır. Silindirik numuneler ön yük altında çekilip bırakılarak numunede basma gerilmeleri oluşturulmuştur. 63 HRC sertlikte SAE 1045 numunede maksimum 1724 MPa artık basma gerilmesi oluşturulmuş, bu numunelerle yapılan düzlemsel eğme deneyleri sonucunda artık gerilmesiz bir numunenin ömrünün artık basma gerilmeleri ile iki kattan daha fazla artırılabilceği gösterilmiştir. Bu artışın da basma gerilmelerinin derinliğine önemli ölçüde bağlı olduğu tespit edilmiştir.

Yüzeydeki artık gerilmeler çekme ise ve bu numuneye çekme gerilmeleri uygulanırsa yorulma dayanımı önemli derecede düşer. **Sigwart ve Fessenmayer (1995)** tornalanmış ve yüzeyinde 600-800 MPa arasında çekme artık gerilmeleri oluşmuş 42CrMo4 çelik malzemedan yapılmış numunelerin yorulma dayanımlarının %30 düştüğünü rapor etmiştir (Edoardo ve diğ., 1999).

Matsumoto ve diğ. (1991) yaptıkları çalışmada düzlemsel yorulma numunesini taşlamış, boyuna ve enine olarak frezelemişler ve her üç durum için yüzeyde oluşan artık gerilmeleri belirlemişlerdir (Şekil 2.70). Numune boyuna işlendiğinde yüzeyden 20 mikron derinde kesme doğrultusunda yaklaşık 600 MPa basma gerilmesi, enine işlendiğinde aynı yönde yaklaşık 200 MPa basma gerilmesi oluşmuş, taşlandığında ise herhangi bir gerilme oluşmamıştır. Taşlandığında yüzeyde 400 MPa basma gerilmesi oluşmasına rağmen 20 mikron derinlikte bu gerilme sifıra düşmüştür. Aynı durumlar için 20 mikron derinlikte kesme yönüne dik doğrultudaki gerilmeler ölçüldüğünde ise numunenin boyuna işlenmesinde 600 MPa, enine işlenmesinde yaklaşık 400 MPa, taşlanmasında ise 100 MPa basma gerilmeleri oluşmuştur.

Dikdörtgen kesitli düzlem numune ile yapılan çekme basma yorulma deneylerinden elde edilen sonuç Şekil 2.71’de verilmiştir. Sonuca göre boyuna işlenmiş numunenin yorulma dayanımı en yüksek seviyeye çıkmıştır. Enine işlenmiş numunenin yorulma dayanımı ise bundan daha az çıkmıştır. Bunun nedeni numunenin boyuna çekme basma deneyine maruz kaldığı düşünüldüğünde boyuna işlenirken kesme doğrultusunda oluşan 600 MPa basma gerilmesinin numunenin yorulma dayanımını artırması olabilir. Enine işlenmiş ve taşlanmış numunede oluşan basma gerilmeleri ile orantılı olarak yorulma dayanımı ortaya çıkmıştır. Bu durumda talaş kaldırma ile imal numune dayanımının 840-890 MPa arasında değiştirmiştir. Buradaki değişim yaklaşık % 6 olmuştur.

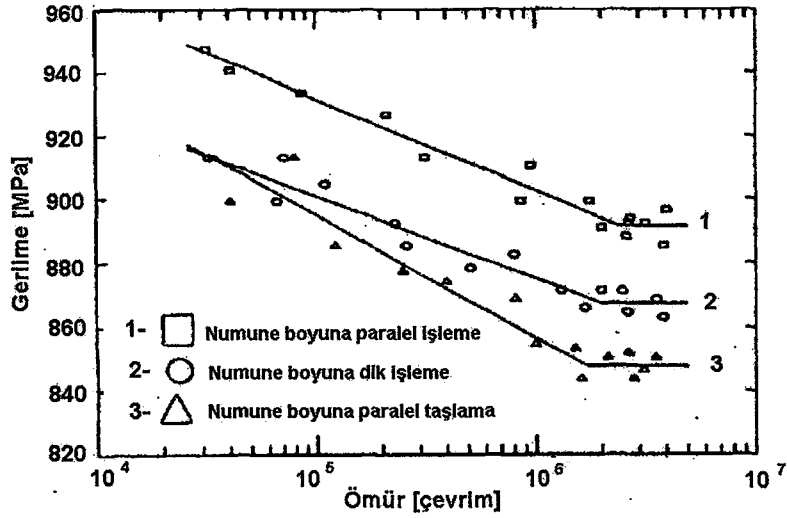


Şekil 2.70 : Numunenin enine ve boyuna işlenmesi sonucu işleme yönüne paralel ve dik yöndeki artık gerilmeler, malzeme AISI 4340, sertlik 54 HRC. (Matsumoto ve diğ.,1991)

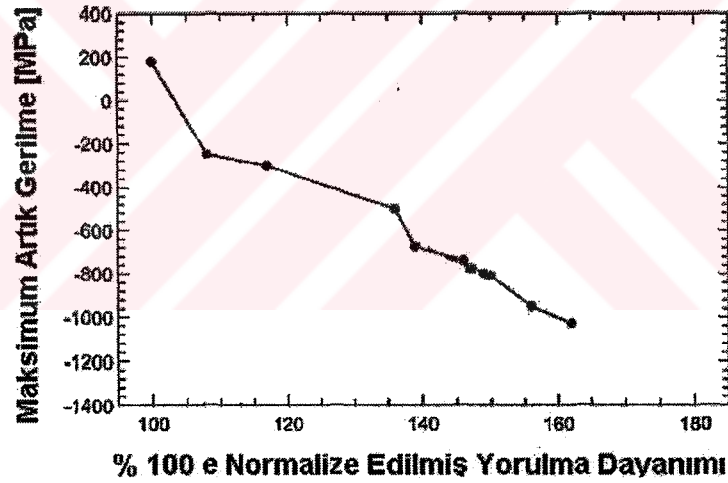
Matsumoto ve diğ.’nin (1991) yaptığı çalışmadan artık gerilmenin maksimum değerinin yüzeyden ne kadar aşağıda olduğunun da ne kadar önemli olduğu görülmektedir. Ölçülen gerilme değerlerinden görüldüğü gibi taşlama sonucunda kesme yönü ve buna dik doğrultuda 400’er MPa basma gerilmesi yüzeyde olduğu halde taşlanmış numunenin yorulma dayanımı yüzeyinde kesme yönünde 180 MPa basma, buna dik yönde yaklaşık 50 MPa çekme gerilmesi olan boyuna dik işlenmiş numuneden daha düşük olmuştur. Bunun nedeni boyuna dik işlenmiş numunede 20 mikron derinde kesme yönünde 200 MPa ve buna dik yönde 400 MPa basma gerilmesinin oluşması olabilir.

Shaw ve diğ. (2003) 20MnC5 çelikte bilyeli dövme sonucu oluşturulmuş artık gerilmelerin dişlilerin eğilme zorlaması altında yorulma dayanımına etkisini incelemişlerdir. Artık gerilmeler X-Ray yöntemi ile, numunelerin yüzey pürüzlülükleri optik profilometri ile ölçülmüştür. Artık basma gerilmelerinin yorulma

dayanımında yaklaşık %65'lik bir artış oluşturdukları görülürken yüzey pürüzlülüğünün önemli bir etkisi görülmemiştir (Şekil 2.72).



Şekil 2.71 : Talas kaldırma işleminin 54 HRC sertlikte AISI 4340 düzlemsel çelik numunenin (5,69mmx12.7 mm dikdörtgen kesitli) çekme basma yorulma dayanımına etkisi (Matsumoto ve diğ, 1991)



Şekil 2.72 : Artık gerilmelerin dişlilerin yorulma ömrüne etkisi. Malzeme 20MnCr5 çelik, sertlik 700Hv, Gerilme oranı R=0,05;%100 Karbürleşmiş numune dayanımı (Shaw ve diğ, 2003)

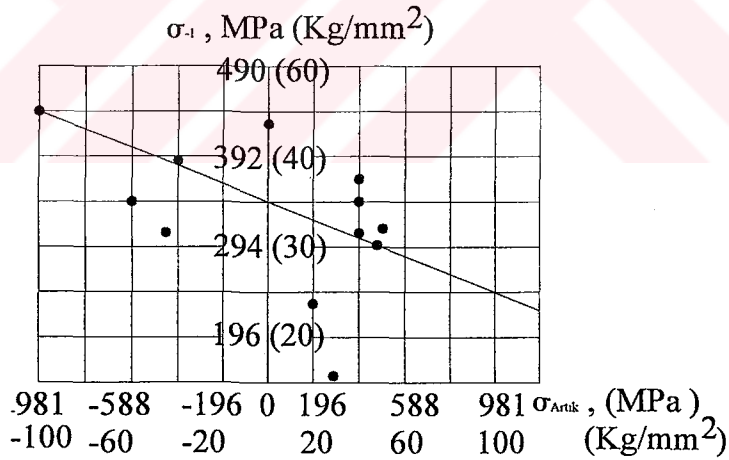
Artık basma gerilmelerin ($-\sigma$) etkilediği derinlik arttıkça yorulma dayanımı artmakta çekme gerilmelerinin ($+\sigma$) derinliği arttıkça yorulma dayanımı düşmektedir (Matalin, 1977). Şekil 2.73'de artık basma ve çekme gerilmelerinin parçanın yorulma dayanımına etkisi deneysel olarak belirlenmiştir (Matalin, 1977).

2.10. Yorulma Dayanımının Belirlenmesi

Biçim yüzey kalitesi, çentikler vb. nedenlerle gerilme tepelerinin oluştuğu makine elemanları için yapılan yorulma dayanımı hesaplamalarında bu etkilerin göz önüne alınması gereklidir. Bu nedenle parçada işletme sırasında oluşan anma gerilmesi genliği (σ_a) ile yorulma dayanımının gerilme genliği (σ_a) aynı ortalama gerilme değeri (σ_m) için aşağıda belirtilen etkiler de dikkate alınarak karşılaştırılır. Burada numune yorulma dayanımından parçaya geçilirken boyut etkisi, yüzey etkisi, kesit biçiminin etkisi, zorlama türü ve darbenin etkisi, çentik etkisi dikkate alınarak hesaplama yapılır.

2.10.1. Yorulma dayanımının hesabı

Bir makine elemanının veya çentiksiz numunelerle temsil edilen malzemenin yorulma dayanımı teorik olarak belirlenebilmektedir. Teorik hesaplamalar deneysel olarak elde edilmiş malzeme mekanik özelliklerine ve ampirik ifadelerle dayanmaktadır. Buna göre malzemenin çekme dayanımı ile yorulma dayanımı arasında aşağıdaki ifadeler elde edilmiştir.



Şekil 2.73 : Artık gerilmelerin numunenin eğme yorulma dayanımına etkisi (Matalin, 1977)

Çeliklerde çekme dayanımına göre yorulma dayanımı aşağıdaki ifadelerle belirlenebilir (Bannantine ve diğ., 1990).

$$\sigma_Y = \begin{cases} 0.504\sigma_C \Rightarrow \sigma_C \leq 1400\text{MPa} \\ 700\text{MPa} \Rightarrow \sigma_C > 1400\text{MPa} \end{cases} \quad (2.38)$$

Yükleme durumu dikkate alındığında aynı numune için dönel eğmeli ve eksenel çekme basma durumu düşünüldüğünde eksenel çekme basmada gerilme gradyanının olmadığı ve bu nedenle daha büyük bir hacimde malzeme yüksek gerilmelere maruz kaldığı görülür. Bir malzeme için eksenel çekme basma ve dönel eğmeli yorulma dayanımı oranı 0,6-0,9 arasında değişebilmektedir. Ancak muhafazakâr bir yaklaşımla

$$\sigma_{DEksenel} \approx 0,70\sigma_{Egilde} \quad (2.39)$$

alınabilir. Aynı yaklaşımla

$$\tau_{DBurma} \approx 0,577\sigma_{Egilde} \quad (2.40)$$

olarak alınabilir.

Boyut, yükleme şekli, yüzey pürüzlülüğü, yüzeydeki işlemlerin etkileri, sıcaklık ve çevre koşulları dikkate alındığında Yorulma dayanımı

$$\sigma_D^* = C_{Boyut} \cdot C_{Yük} \cdot C_{YüzeyPürüz.} \cdot C_{....} \sigma_Y \quad (2.41)$$

olarak hesaplanabilir. C boyut etkisi SI birim sisteminde burma ve eğme için aşağıdaki gibi seçilebilir.

$$C_{Boyut} = \begin{cases} 1.0 \Rightarrow d \leq 8mm \\ 1.189.d^{-0.097} \Rightarrow 8mm \leq d \leq 250mm \end{cases} \quad (2.42)$$

Burada d numune çapıdır. Boyut etkisi özellikle uzun ömürlü yorulmada etkilidir. Eksenel çekme basma zorlamaları için belirgin bir boyut etkisi yoktur bu nedenle çekme basma zorlamaları için boyut etkisi 1 olarak alınır.

Yorulma dayanımına yüzey pürüzlülüğünün etkisini hesaba katmak için verilen grafiklerden faydalanılabilir. Bu tür grafiklerde çeşitli yüzey işlemleri için yüzey faktörü kabaca verilmektedir. Ancak bu grafik üzerinde verilen eğrilerin bazılarında yüzey pürüzlülüğü yanında diğer bazı faktörler de içerilmektedir. Örneğin dövülmüş ve sıcak haddelenmiş parçalar için verilmiş eğriler dekarbürizasyon etkilerini de ihtiva etmektedirler. Ancak literatürde sadece yüzey pürüzlülüğüne bağlı yüzey

katsayısı veren ifadeler de mevcuttur. Yüzey durumunu ifade eden grafiklerdeki değerleri baz alan ve yüzey durumunu ifade eden faktörü veren bir ifade de aşağıda verilmiştir.

$$C_{Yüzey} = a \cdot \sigma_C^b \quad (2.43)$$

Burada σ_C malzemenin çekme dayanımıdır. Formüldeki a ve b katsayıları çeşitli yüzey bitirme işlemleri için Tabloda 2.9'de verilmiştir (Shigley ve Mischke, 1989)

Yüksek dayanımlı çeliklerde yüzey durumu daha önemlidir. Yüzeyin gördüğü her türlü işlem kaplama mekanik işlem vs. yorulmaya etki eder. Talaş kaldırma sonucu oluşan artık gerilmeler ve sertleşme de önemlidir. Kısa ömürlü yorulmadan ziyade yüzey durumu uzun ömürlü yorulmada daha önemlidir. Yüzey işleme izleri de önemli gerilme konsantrasyonu oluşturabilir (Bannantine ve diğ., 1990).

Tablo 2.9 : Çeşitli yüzey işlemleri için yüzey faktörü için a, b değerleri (Shigley ve Mischke, 1989).

Yüzey işlemi	Faktör a		Üs b
	kpsi	MPa	
Taşlanmış	1.34	1.58	-0.85
İşlenmiş veya soğuk çekilmiş	2.70	4.51	-0.256
Sıcak haddelenmiş	14.4	57.7	-0.718
Dövülmüş	39.9	272.0	-0.995

Yorulmaya zorlanan elemana uygulanan yükün türünün dikkate alındığı yük faktörü aşağıdaki gibi seçilir.

$$C_{Yükleme} = \begin{cases} 0.923 \Rightarrow \text{eksenel} \Rightarrow \sigma_C \leq 1520 \text{MPa} \\ 1 \Rightarrow \text{eksenel} \sigma_C > 1520 \text{MPa} \\ 1 \Rightarrow \text{eğilme} \\ 0.577 \Rightarrow \text{Burma} \end{cases} \quad (2.44)$$

Burada dikkat edilmesi gereken aksenal çekme basmada boyut etkisi yoktur. Fakat aksenal çekme basma ve tekrarlı eğme yorulma dayanımı arasında belirgin bir fark vardır. Ayrıca çeşitli ortamlarda da yorulma dayanımlarını hesaplamak için verilmiş katsayılar kullanılmaktadır. Yorulma dayanımını hesaplamak için diğer etkenlerinde ilgili katsayılarla formüle eklenmesi gerekir. Darbe katsayısı, sıcaklık katsayısı, vs. etkenler literatürdeki ilgili tablo ve şekillerden bulunabilir.

2.10.2. Yorulma dayanımının deneysel yöntemle belirlenmesi

Yorulma deneyleri genellikle numuneye verilmiş sabit bir ortalama gerilme genlik değeri veren yük uygulanarak yapılır. Yorulma dayanımının belirlenmesinde temelde iki yaklaşım vardır gerilme-ömür yada genleme-ömür. Uzun ömürlü yorulmada genellikle gerilme ömür yaklaşımı tercih edilir ve deneyler numune tamamen kırılıp ikiye ayrılıncaya kadar devam eder ve kırılmaya kadar geçen çevrim sayısı kaydedilir. Deneylerde genellikle 3 değişken, ikisi ortalama ve değişken yük koşullarını ve biri de hasara kadar geçen çevrim sayısını belirler. Yorulma dayanımını deneysel olarak ölçmek uzun ve yorucu bir iştir. Yorulma deneylerinde önemli olan büyüklükler yük koşullarını belirleyen gerilme genliği ve ortalama gerilme değeri de yorulma ömrüdür. Tasarım amaçları için gerilme değerlerini kullanmak yük değerlerini kullanmaktan daha uygundur, bu nedenle de şunlardan her hangi ikisi gerilme koşullarını belirlemek için kullanılır: Üst Gerilme (Azami gerilme), Alt gerilme (Asgari gerilme), ortalama gerilme, değişken gerilme ve gerilme oranı (Alt gerilme /Üst gerilme)

Yorulma bilgileri numuneleri farklı yükler uygulayarak test edip kırılmaya kadar geçen çevrim sayısı kaydedilerek elde edilir. Sürekli mukavemet sınırı numunenin sonsuz ömür için taşıyacağı gerilme genliğidir. Burada yorulma deneylerinde sonsuz çevrim sayısını elde etmek mümkün olmadığından sınır çevrim sayısı tanımı ortaya çıkar. Başka bir deyişle belirli bir çevrim sayısından sonra (N_s =Sınır çevrim sayısı) eğri sonsuz çevrim sayısına yaklaşıyor kabul edilebilir. Bu sınır çevrim sayısı deneylerde kullanılan malzemeye göre çelikler için 1.10^6 ile 10.10^6 aralığında kullanılmaktadır. Deney süresinin kısaltılması için çelikler için sınır çevrim sayısı 2.10^6 olarak da kullanılır (Tauscher, 1983). Bazı kaynaklarda daha da kısaltmak için sınır çevrim sayısı 1.10^6 veya daha düşük çevrim sayıları da sınır çevrim sayısı olarak ta kullanılmaktadır (Heywood, 1962; Birger, 1963; Zolotoryevsky, 1974; Kogayev, 1977;).

Genel olarak σ -Log N eğrisini çizmek için gerekli ömür ve yük genliklerini veren numuneler aynı ortalama gerilmede fakat farklı değişken yüklerde test edilmelidirler. Bütün hepsinde de ordinat gerilme genliğini verecek şekilde sonuçlar çizilir.

2.10.2.1. Yorulma test cihazları

Kullanılan yorulma test cihazları ve numuneleri deneyin amacına göre çok çeşitlilik arz eder. Bunlar çekme, basma, burulma, eğmeli, dönel eğmeli vs. yükleri uygulayan çeşitli makinalar olabilir. Bu konuda geniş bilgi tezin ekler kısmında sunulmuştur.

2.10.2.2. Yorulma Numuneleri

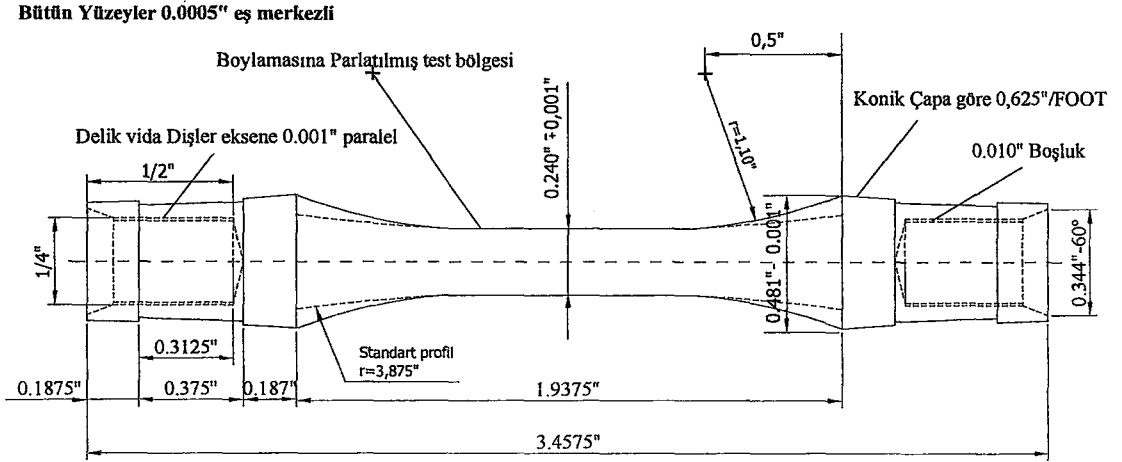
Deneyin amacına uygun olarak kullanılan numuneler yorulma makinasının türüne göre değişik şekil ve boyutlarda olabilir. Bir numune inceleme altında olan malzemenin temsilcisidir ve mühendisin malzemedan beklediği özellikleri yansıtmalıdır.

Numune temel olarak üç kısımdan oluşur: Bunlar merkez veya test bölgesi (kesiti), bu bölge numune üzerinde gerekli test koşullarının mümkün olduğu kadar oluşturulmaya çalışıldığı bölgedir, ve diğer ikisi de tutuculardan test bölgesine yükü taşıyan numunenin iki ucudur. Numunenin test bölgesi incelenen bölge olduğu için kritik gerilmenin burada oluşması için yorulma numunelerinde bu bölgenin kesiti daraltılır. Bu durumda bu daraltılma bölgesinden uçlara geçişin gerilme yükselmelerine neden olmayacak şekilde yumuşak olması gerekir. Numunenin şekli testin amacına ve yorulma makinesinin kapasitesine uygun olmalıdır. Numune dizaynında iki genel kritere uyulmalıdır. Birincisi yorulma hasarının test bölgesinde oluşması, ikincisi de istenmeyen gerilme yükseltici etkilerin numunede olmamasıdır (Swanson, 1974). Dönel eğmeli yorulma test numuneleri ortasında paralel kısım veya radyusla inceltilmiş kısım ihtiva edebilir. Numunelerin tutma kısımlarının tasarımı kullanılacak makineye göre yapılır. Bu kısımlar kısa ve konik veya uzun ve düz olabilir. Şekil 2.74'te ASTM yorulma numunesi verilmiştir.

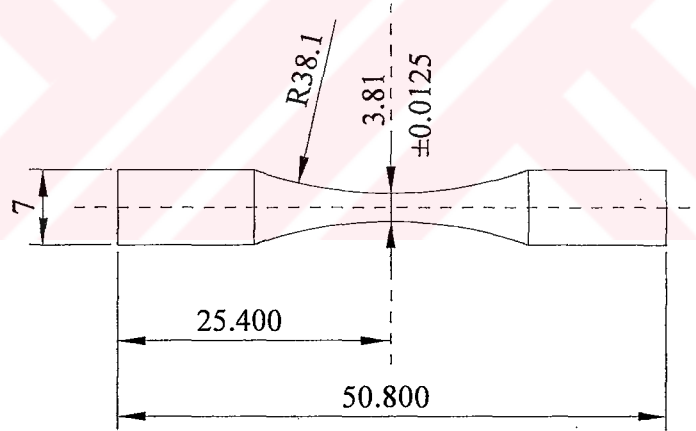
R. R. Moore dört noktadan dönel eğmeli (Şekil 2.74) ve ankastre tip eğmeli (Şekil 2.75) yorulma test makinelerinde kullanılan numunelerin çapları ve boyları makine kapasitesine göre değişmektedir. Ankastre tip makinelerde genellikle 6, 8, 10 mm ve daha büyük çaplar kullanılabilir. Bu numunelerin boyları da makinede kullanılan tutuculara göre değişebilmektedir. Numune boyları 7, 10, 100, 140, 220 mm ve daha fazla olabilmektedir.

Eğer araştırmanın amacı tekrarlı yükler altında bir malzemenin çentik duyarlılığını incelemekse bu durumda numune örneğin v kanal veya keskin kesit değişimi

içerecektir. Bu gibi durumlarda makinenin kapasitesi aşıldığı zamanlar hariç test bölgesinin kesitinin azaltılmasına gerek olmaz. Çentikli bir parçadaki maksimum gerilme çentiksiz parçadaki gibi nominal gerilmeyi hesaplayarak bulunur ve bu değer K_t teorik çentik katsayısı ile düzeltilir. K_t değeri çeşitli çentik tipleri ve radyuslar için deneysel ve teorik olarak belirlenmiştir (Swanson, 1974).



Şekil 2.74 : Tipik ASTM döne eğmeli yorulma numunesi (Swanson, 1974)



Şekil 2.75 : Ankastré tip yorulma numunesi (Ölçüler mm)

2.10.2.3. Numunenin seçimi

Yorulma deneylerinde kullanılan numune boyutları 0,3 inç'ten 12 inç ve daha yukarı çapa kadar olabilmektedir. Numuneden beklenen numunenin malzeme karakteristiklerini yansıtabilmesidir. Malzemedeki hataları, süreksizlikleri ve iç çatlakları gibi özellikleri yansıtmaları gerekir. Yorulma deneyleri yapılacak malzeme, malzemenin karakteristik durumunu temsil edecek miktarda olmalıdır. Karakteristik olarak malzeme klasik elastisite teorisinde kabul edildiği gibi homojen ve izotrop

olmalıdır. Numune için seçilen malzeme, tane içindeki dislokasyonları, tane sınırı etkilerini, boşlukları ve kalıntıları içermelidir.

Düz veya çentikli numunenin yorulma dayanımı farklı nedenlerden dolayı önemlidir. Yeni veya var olan bir malzemenin yorulma özellikleri düzlem numunenin sonuçları ile karşılaştırılarak değerlendirilir. Yüzey durumu veya çentik etkisi gibi özel durumların etkileri düzlem numune için elde edilen değerler referans alınarak yorumlanır. Projelendirilmiş bir mühendislik tasarımının yorulma dayanımı, dayanımı değiştiren bütün etkiler üst üste bindirilerek düzlem numune değerlerinden hesaplanır. Düz numuneler çok nadiren kritik bölgelerde gerilmelere maruz kalmalarına rağmen bunlarla ilgili yorulma bilgileri çok önemlidir. Testlerde kullanılacak numunelerle ilgili şu hususlara dikkat edilmelidir (Heywood, 1962).

1. Malzeme mühendislik uygulamalarını temsil edici nitelikte olmalıdır. Sadece kimyasal kompozisyonu değil üretim yöntemi ve geçirdiği ısıl işlemler de bilinmelidir.
2. Numune boyutları dikkatli seçilmelidir. Test edilen malzeme hacmi malzemenin karakteristik özelliklerini yansıtacak miktarda olmalıdır ve malzemenin içyapısını ve tüm kusurlarını içermelidir. Burada tüm kusurlar denilince en geniş manada klasik elastisite de kabul edilen homojenlik ve izotropiye herhangi bir sapma kastedilmektedir. Küçük boyutlu yapı kusurları örneğin tanelerdeki dislokasyonlar, tane sınırı etkileri, boşlukları kalıntılar, malzemenin her küçük hacminde var gibi düşünülebilir. Bu durumda yorulma deneylerinde kullanılacak numune malzemeleri bu tür iç kusurları içermelidir. Daha büyük boyutlu kusurlar malzeme boyunca dağılır ve durum öyle bir hal alır ki herhangi büyüklükteki bir kusur malzemeyi temsilen kritik gerilmelerde yüklenen hacimde olmayabilir. Bu nedenle numune boyutları önemlidir. Pratik olarak birisi ¼ inç çapında bir yorulma numunesi kullanabilir ancak belki de bu çapta numune iç kusurları çok az ihtiva edebilir. Bu durumda 1 inç çapındaki bir numune çok daha fazla iç kusurları ihtiva eder.
3. Numune yüzeyi malzemenin içyapı karakteristiklerinden farklı olmamalıdır (Deformasyon sertleşmesi pürüzlülük, korozyon veya gerilmeler gibi).

4. Test malzemesi makro seviyede her türlü gerilmeden arındırılmış olmalıdır. Başlangıçta her hangi bir gerilme içermemelidir. Alaşım elementlerinin varlığından oluşan mikro gerilmelerin malzemenin doğal yapısında var oldukları kabul edilmelidir.
5. Test şartları uygun olmalıdır. Yorulma dayanımı normal hızlarda (1000-7000 d/dk) hava dışında herhangi bir korozif etkiden arındırılmış ortamlarda tespit edilmelidir.

2.10.2.4. Numunelerin hazırlanması

Yorulma numuneleri hazırlanırken dikkat edilmesi gereken önemli hususlar vardır. Özellikle yuvarlak ve çentikli numunelerde deney sonuçlarının değerlendirilebilmesi için aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir (Swanson, 1974).

Yuvarlak numuneler: Yuvarlak numuneler işlendiğinde sakınılması gereken üç önemli etken vardır. Bunlar

- 1) İşleme sırasında numunenin aşırı ısınması,
- 2) Numune yüzeyinde soğuk şekil değişiminin oluşması ve
- 3) Aşırı titreşimden dolayı numunenin tekrarlı olarak gerilmeye maruz kalmasıdır.

İlerleme operasyonlarının sırası da bazen önemlidir. Eğer numuneler işlendikten sonra ısı işleme tabi tutulacaksa işleme sırasında oluşabilecek dekarbürizasyon ve oksidasyon etkilerinden sakınılmalıdır.

Dönel eğmeli yorulma numuneleri numunenin makinada doğru çalışabilmesi, uçlardaki tutucularını düzgün tutması ve bir uçtaki eksenin diğer uçtakiyle çakışabilmesi için çok dikkatli bir şekilde hazırlanmalıdır (Swanson, 1974).

Aşağıdaki işleme prosedürü dönel eğmeli yorulma numunesine uygulanabilir ve diğer silindirik numunelere de uygulanabilir:

- Numune tam boyutlarına kesilir ve merkezler üzerinde işlenir.
- Uçlar yeniden merkezlenir ve vida açılır.

- Numuneler numaralanır
- Isıl işlem gerekirse yapılır.
- Gerçek boyutun 0.65 mm üzerine kadar kaba tornalanır veya taşlanır.
- 0.20 mm boyut üzerine kadar ince tornalanır veya taşlanır.
- 0.05-0.075 mm boyut üzerine ince taşlanır. Bu esnada kesme derinliği 0.025 mm' yi geçmez.

İSO ve BS belgelerinde ince ve kaba tornalama için aşağıdaki prosedür tavsiye edilir.

Kaba tornalamada test parçası çaptan $x+5$ mm tornalanır. (x =çap, d ve yüzey bitirme için uygun bir mesafe). Kesme sırası ve kesme derinliği 1,25mm; 0,75mm; 0,25 mm olmalıdır. $X+0,5$ mm çapından x çapına inmek için keme derinliği ve sıralama şu şekilde olmalıdır. 0,125 mm; 0,075 mm; 0,05 mm, bu son işlemlerde 0,06 mm/devir'den daha fazla ilerleme kullanılmamalıdır.

Silindirik u ve v kanallı çentikli numunelerin işlenmesinde uygulanacak prosedür çentiğin kendisi dışında çentiksiz numunede uygulanacak prosedüre benzerdir. Çentik daha sonra dayanım seviyesine bağlı olarak numune eksenine dik ilerleyen bir kesme aletiyle boyut üzerine 0,38 mm- 0,50 mm'ye kaba tornalanır veya taşlanır. Kesme hızı ve ilerleme malzemeye göre değişir. Çentik şekli ve boyutları bir optik komparatör yardımıyla ölçülür. Daha sonra çentik boyut $+0,125$ mm'ye $0,0075$ mm/devir'den daha büyük olmayan ilerleme ile taşlanır. Çentikli numuneler öyle tasarlanır ki hasar çentik kesit alanında oluşsun. Bundan dolayı numunenin çentik dışında kalan diğer bölümlerinin yüzeyinin hazırlanması çentiksiz numune kadar önemli değildir (Swanson, 1974).

ASTM'ye göre yorulma deneylerinde numunelerin boyut toleransları genellikle $\pm 0,1$ mm olarak tutulur ancak kritik test bölgesinde bu tolerans $\pm 0,025$ mm olmalıdır. Numunenin yüklemenin yapılacağı uç kısımlarının eş merkezliliği $0,025$ mm olmalıdır. Dönel eğmeli yorulma numunesi $0,125$ mm toplam komparatör göstergesinden az bir eksen kaçıklığı ile eş merkezli olarak yorulma makinesinde dönmelidir (Swanson, 1974). Numune boyut ölçümleri $\pm 0,01$ mm hassasiyetle

yapılmalıdır. Gerilmeler nominal ölçülere göre değil gerçek ölçülen değerlere göre hesaplanmalıdır.

2.11. Literatür Taraması Sonuçları ve Çözülmesi Gereken Problemler

Tez çalışması ile ilgili olarak yapılan literatür taramasında elde edilen sonuçlar özetlenmiştir:

- 1) Üçgen profilli (profil açısı 60°), hatvesi bir inçte 8, 5, ve 4 diş olan vidalı birleşmeler çeşitli sanayi kollarında, madencilikte ve petrol kuyusu sondajlarında API standartları ile imal edilmektedirler. Vidalı boru birleşmelerinin içlerinde yüksek basıncın olması, çalışma esnasında bu birleşmelerin büyük statik zorlamalara, titreşimlere, değişken işaretli eğme, çekme, basma ve burulma zorlamalarına uğramaları, bu birleşmelerin vida dibinden kırılmalarına veya çalışma ömrünün azalmasına neden olmaktadır
- 2) Bu tür vidalı parçaların özellikleri vida profilinin diş dibi ve diş üstü çaplarının, diş yüksekliğinin ve diş hatvesinin hassas imal edilmesidir. Günümüzde bu hassasiyet, vidaların bir dişli ISO standartlarına göre P takım malzemeleri grubuna dahil olan vida takımları ile (Takımın optimum geometrik parametreleri: $\alpha_o=10^\circ$, $\alpha_{yan}=5^\circ$, $\gamma_o=-10^\circ$, $\gamma_{yan}=0^\circ$) kesme sıvısı ortamında $v=75-110$ m/dk kesme hızlarında, sonuncu pasolarda 0,1-0,01mm radyal ilerleme kullanılarak 10-25 pasoda açılması ile sağlanabilmektedir. Paso sayısı vidanın hatvesine (s) ve vida dişi yüksekliğine (H) göre seçilmektedir. Bu faktörler vidalı parça elemanlarının API standartlarını karşılaması ve takımın maksimum ömrünü sağlamak için optimal parametrelerdir.
- 3) Parçaların yorulma dayanımına çalışma koşullarının yanı sıra, talaş kaldırma sisteminin (talaşın oluşması, takımın aşınması, yüzeyin oluşumu) ve TTPA (tezgâh, takım, parça, araç) sisteminin de önemli etkisi bulunmaktadır. Bu sistem imal faktörleri, takım aşınması, tezgâh rijitliği ve plastik şekil değişimine harcanan enerjiyi kapsamaktadır ve parçanın yorulma dayanımını hem negatif, hem de pozitif yönde etkileyebilmektedir. Çentik faktörlü parçalarda (Vidalarda) bu etki daha karmaşık ve belirsiz bir durum arz etmektedir..

- 4) Kaynaklarda vidalı parçaların yüzey tabakasını etkileyen parametrelerden biri olan kesme kuvvetlerinin hem deneysel, hem de teorik açıdan belirlenmesi için yeterli yöntemler bulunmamaktadır. Vida açmada dış dibinden ve vida yanaklarından kaldırılan talaş için gereken kesme kuvvetinin ve enerjinin belirlenmesi konusunda bilgi bulunmamaktadır.
- 5) Literatür taraması sonucu elde edilen bilgilerden, talaş kaldırma işlemi sonucunda yüzey pürüzlülüğü, yüzey pekleşmesi ve yüzeyde oluşan artık gerilmeler aynı zamanda oluştuklarından ve birbirlerini etkilediklerinden bunları teker teker bağımsız olarak araştırıp yorulma dayanımına etkilerini bulmak zor bir problem olarak kalmaktadır. Yapılmış araştırmaların büyük bir kısmında pürüzlülük faktörü araştırılırken pekleşme göz önüne alınmış, artık gerilmeler ihmal edilmiş veya pekleşmenin yorulma dayanımına etkisi araştırılırken artık gerilmeler ihmal edilmiştir. Vidalı parçalarda ise tüm bunlara çentik faktörü de eklendiğinden çözüm daha da zorlaşmaktadır. Fakat araştırmacıların çoğunluğu yüzey pürüzlülüğünün düşük olduğu ortamda yorulma dayanımını etkileyen parametrelerin yüzey sertleşmesi ve onların oluşturdukları artık gerilmeler olduğunu göstermektedirler.
- 6) Çentik faktörlü parçalarda yorulma dayanımını etkileyen farklı parametrelerin olması (Çentik duyarlılığı q , teorik çentik katsayısı K_t , çentik konstrüksiyonu parametreleri, çentik sayısı) düzlem ve silindirik parçalar için olan yorulma dayanımı ile ilgili bilgileri vidalı parçalara uygulanması doğrulama deneyleri yapılmadan mümkün değildir.
- 7) Bazı kaynaklarda vidalı birleşmelerin çeşitli gerilme ortamlarında, vida dış dibinin çeşitli yöntemlerle sertleştirilmesinden sonra yorulma dayanımı araştırılmıştır. Fakat bu çalışmaların hiç birinde talaş kaldırma ile imal edilmiş vidalı parçanın yüzey tabakasının hangi koşullarda ve imal faktörlerinde imal edildiği konusunda detaylı bilgiler bulunmamaktadır. Bu bilgiler yalnız imal usulünün adı ve ince veya kaba olması ile sınırlandırılmıştır.
- 8) Kaynaklarda talaş kaldırma sisteminin vida dışı yüzeyinin oluşumuna etkisi fazla açıklanmamıştır ve aynı zamanda tek vidalı parçanın talaş kaldırmadan sonra yorulma dayanımı deneysel olarak belirlenmemiştir.

9) Kaynaklardan talaş kaldırma ile parça yüzeyinde açılmış vidanın yorulma dayanımını tespit için yöntem bilgilerinin (yorulma test cihazının, numunenin tasarımı ve imalatı) yeteri kadar olmadığı görülmektedir.

Literatür taraması sonuçlarına dayanarak doktora tezi kapsamında aşağıdaki problemlerin çözülmesi planlanmıştır:

- 1) Vidalı parçaların yorulma dayanımı ile imal faktörleri ve koşulları arasındaki ilişkilerin belirlenmesi. Talaş kaldırma açısından takım ömrüne ve imal edilen vidanın geometrik hassaslığına göre optimal olan imal faktörlerin ve kesme şartlarının vidalı numunelerin yorulma dayanımına etkilerinin deneysel olarak belirlenmesi
- 2) Vidalı parçaların üretiminde talaş kaldırma sistemi kapsamında vida yüzeyinin oluşumunu açıklamak için gerekli deneysel yöntemin tasarlanması ve uygulanması ve bu yöntem kullanılarak vida yüzeyinin oluşma koşullarının belirlenmesi. Talaş kaldırma ile vida açmada talaş kaldırma koşullarının vida dış yüksekliği ve takımın profili boyunca değişiminin belirlenmesi.
- 3) Silindirik numunelerin ve vida dış formuna sahip çentikli numunelerin yorulma dayanımlarının belirlenmesi

şeklinde sıralanabilir. Vida dış formuna sahip çentikli numune için elde edilen yorulma çentik katsayısının talaş kaldırma ile imal edilmiş vidalı numuneler için elde edilen yorulma çentik katsayısı ile karşılaştırılarak çentik için elde edilen yorulma çentik katsayısının vidalı numuneler için ne ölçüde kullanılabileceği araştırılacaktır.

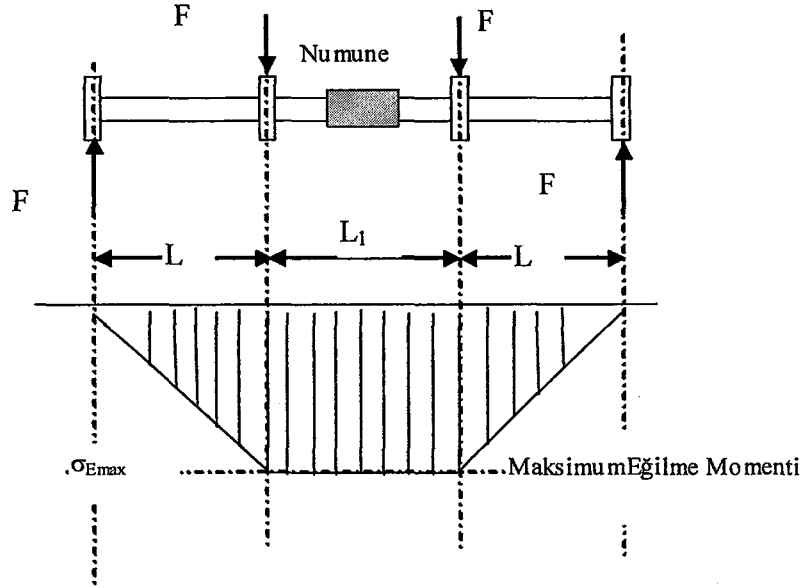
3. ARAŞTIRMA YÖNTEMİ

Tez çalışmasında amaçlara ulaşabilmek için bir kısım metodik hazırlıklar yapılmıştır. Bu hazırlıklar yorulma ve talaş kaldırma deneylerinin yapılacağı deney düzeneklerini ve deney planlarını kapsamaktadır.

3.1. Yorulma Test Cihazının Tasarım ve İmalatı

Deneylerde kullanılan yorulma test cihazı literatür taraması sonuçlarına (EK-A) ve vidalı birleşmelerin çalışma ortamında maruz kaldığı tam değişken yorulma zorlanması durumuna göre R. R Moore Dört Noktadan Dönel Eğmeli makine olarak belirlenmiştir. Teknolojik şartlara (kesme hızının yüksek olması, devir sayısının artması, ve vidanın hatvesinin büyük olmasından dolayı) göre ise numunenin çapı 20 mm olarak belirlenmiştir. Numuneler klasik torna tezgâhında açılacağı için numune üzerinde istenilen kesme hızının istenilen hatvede elde edilmesi için numune çapı belirlenmiştir.

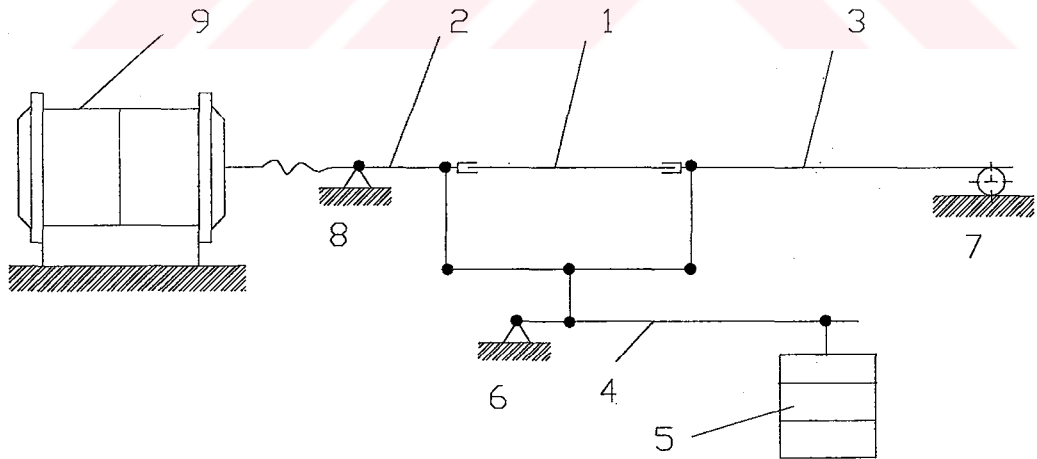
Bu makinenin tercih edilmesinin sebebi ise bu tip makinelerde numune üzerinde hasar beklenen orta kısımda sadece eğme gerilmesinin oluşmasıdır (Şekil 3.1). Yorulma deneylerinde test edilecek kritik kesit tek bir kesit olsaydı (tek çentikli numune) tasarımı ve üretimi bu tip makinelere göre daha kolay ve ucuz olan ankastre tip makine kullanılması uygun olabilirdi. Ankastre tip makinelerin bir diğer dezavantajı ise numune üzerinde kuvvetin uygulama noktasından itibaren değişen bir eğme momenti ve bunun yanında ilave kesme kuvveti oluşmasıdır. Bu durumda yüklenen numune üzerinde kuvvet uygulama noktasına en uzak kesit en büyük eğme momentine maruz kalmaktadır (Akkurt, 1990).



Şekil 3.1 : R. R. Moore tipi dört noktadan döneleğmeli yorulma makinesinin kuvvet ve moment şeması

3.1.1. Yorulma test makinesi ve bu makinelerde kullanılan numuneler

Yorulma deneylerinin yapılması için uygun olan R. R. Moore tipi dört noktadan döneleğmeli yorulma test makinesinin çalışma ve yükleme şeması Şekil 3.2’de verilmiştir. Bu şemaya uygun makinelerin teknik şartnamesinin aşağıdaki hususlara uygun olması gereği kaynaklardan görülmektedir

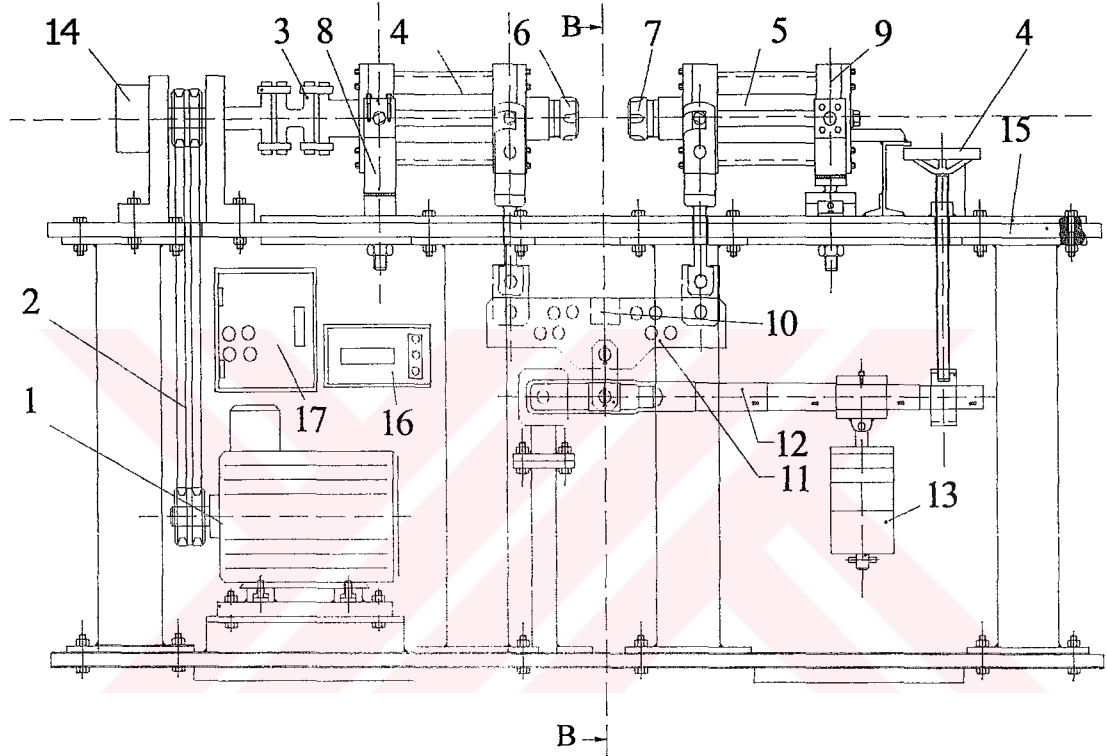


Şekil 3.2 : R. R. Moore tipi 4 noktadan döneleğmeli yorulma test makinesi prensip şeması. 1- Numune, 2- Sabit döner gövde, 3- Hareketli döner gövde, 4- Yükleme manivelası, 5- Ağırlıklar, 6- Sabit mesnet, 7- Hareketli döner yatak, 8- Sabit döner yatak, 9- Elektrik motoru

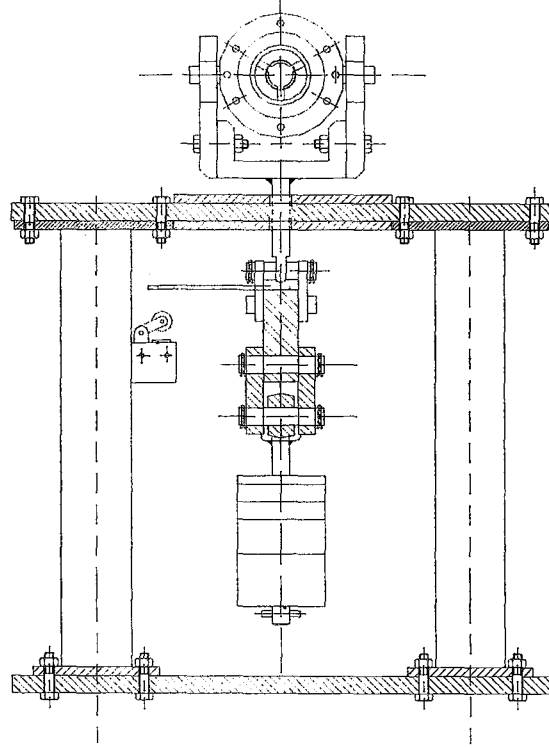
- 1- Yorulma numunesinin bütün yüzeyleri yorulma makinesinde toplam komparatör göstergesi ile 0,125 mm'den daha az bir eksen kaçıklığı ile eş merkezli olarak dönmelidir (Swanson, 1974).
- 2- Makinenin devir sayısı 1000-7000 arasında, düzlem yüzeyli çentiksiz numuneler için çapları genellikle 6-25 mm arasında, boyları 70-220 mm arasında olması istenmektedir. Çentikli numuneler için çentik içeren bölge hariç diğer prosedür aynıdır. Çentiğin taşlanması gerekir (Heywood, 1962; Swanson, 1974; Serensen ve diğ., 1957).
- 3- Dört noktadan dönel eğmeli yorulma test makinesinde numunenin bir ucu sert tespit edilmeli numunenin statik belirli olabilmesi için numunenin diğer ucunun serbest yataklı olması gerekmektedir.
- 4- Şekil 3.2'de verilmiş şemadaki numunenin yüklenmesini sağlamak için mekanik yükleme sistemi çekilerek veya basılarak olabilir. Tasarlanan makinede numunenin yüklenmesi aşağı yöndedir.
- 5- Numunenin dönme sayısı fazla olduğu için ve her deneyden sonra sayacın kolayca sıfırlanabilmesi için elektronik dijital sayaç kullanılmalıdır.
- 6- Test makinesinin otomatik olarak durmasını sağlayan özel sistem kullanılmalıdır.
- 7- Numuneyi döndüren elektrik motorunun hareketinin numuneye iletimini sağlayan sistemde darbe olmaması (kayış kasnak mekanizması) hareketin numuneye merkezi ayarlanabilen esnek kaplin vasıtası ile aktarılması önerilir (Swanson, 1974).
- 8- Makine çalışırken sistemde oluşan titreşimlerin numuneyi etkilememesi için yükleme sisteminde amortisör, kauçuk ve plastik malzemeler titreşim sönümleyici olarak kullanılabilir.
- 9- Numunenin makinede tespit edilmesini ve istenilen momentin iletilmesini sağlayan güvenli hassas pensli tutaçlar kullanılmalıdır.

Dört noktadan dönel eğmeli yorulma makinesinde kullanılan numunelerin boyutları ve toleransları kaynaklarda ölçüler de dikkate alınarak ve bölüm 2.5'de geniş olarak verilen vida açma teknolojisi özellikleri ile ilgili bilgilere dayanılarak belirlenmiştir.

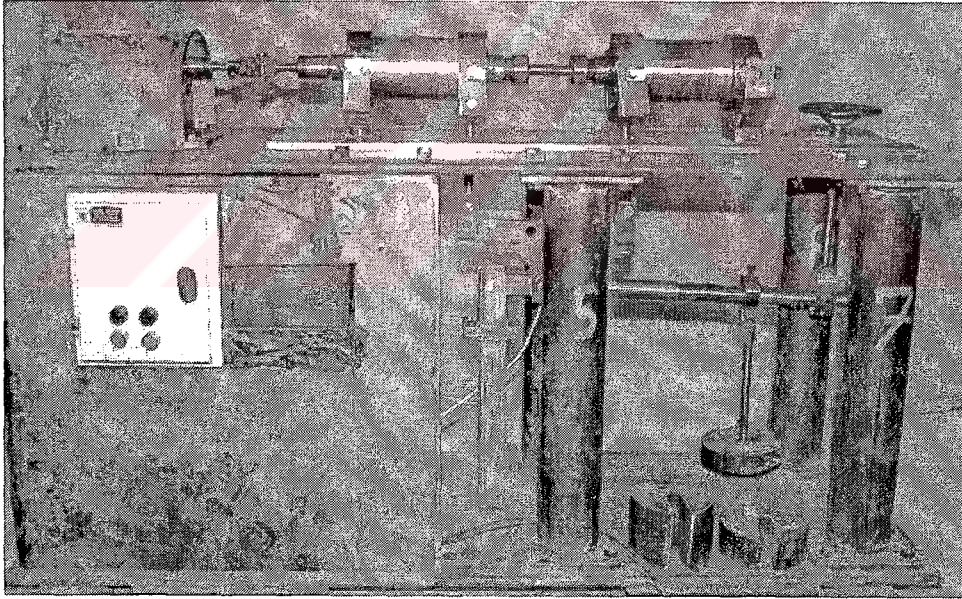
Tasarlanan Makinenin ön görünüşü Şekil 3.3'de verilmiş ve makineyi oluşturan esas elemanlar numaralandırılmıştır. Şekil 3.3'de gösterilen B-B kesiti Şekil 3.4'de ve makinenin önden çekilmiş resmi Şekil 3.5'de verilmiştir. Makine ile ilgili detaylı bilgi eklerde verilmiştir (EK-B)



Şekil 3.3 : Tasarlanan yorulma test makinesinin montaj resmi 1-Elektrik Motoru, 2- Kayış, 3-Esnek Kaplin, 4- Sabit oynar yataklı gövde, 5- Hareketli yataklı gövde, 6 ve 7 MK 4 Pensli Tutucular, 8- Sabit döner yatak, 9- Hareketli döner yatak, 10- Elektrik motorunu kapatan kontaktör, 11- Yük dağıtıcı, 12-Yük manivelası, 13- Ağırlıklar, 14- Sayaç sensörü, 15- Masa, 16- Devir sayacı, 17- Elektrik panosu



Şekil 3.4 : Yorulma test makinesinin B-B Kesiti



Şekil 3.5 : Yorulma test makinesinin önden görünüşü

3.1.2. Numunelerin malzeme seçimi ve imalatı

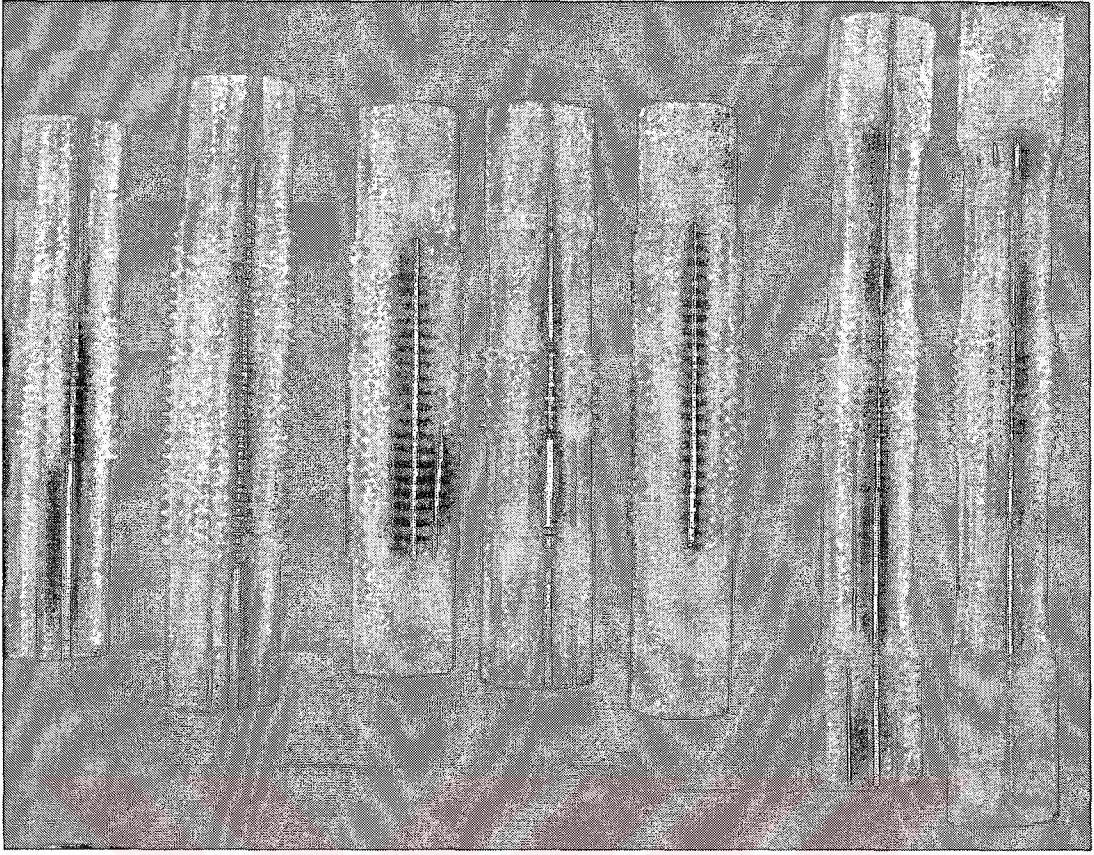
Araştırılan vidanın hatvesi 3 mm vida dişi yüksekliği 1,5-1,8 arasında kabul edilmiştir. Vida açma sürecinin oturmuş bir rejimde olması için numunenin vidalı kısmı 30-40 mm kabul edilmiştir (10-14 Vida dişi). Tam profilli vida açılması için giriş ve çıkış uzunlukları 30-45 mm alınmıştır. Giriş ve çıkış uzunluklarının çapı

vidanın diř dibi çapından 0,2 mm dūřuk kabul edilmiştir. Numunenin penslerin içinde oturan kısmı 25-40 mm oturma çapı ise 24 mm belirlenmiştir.

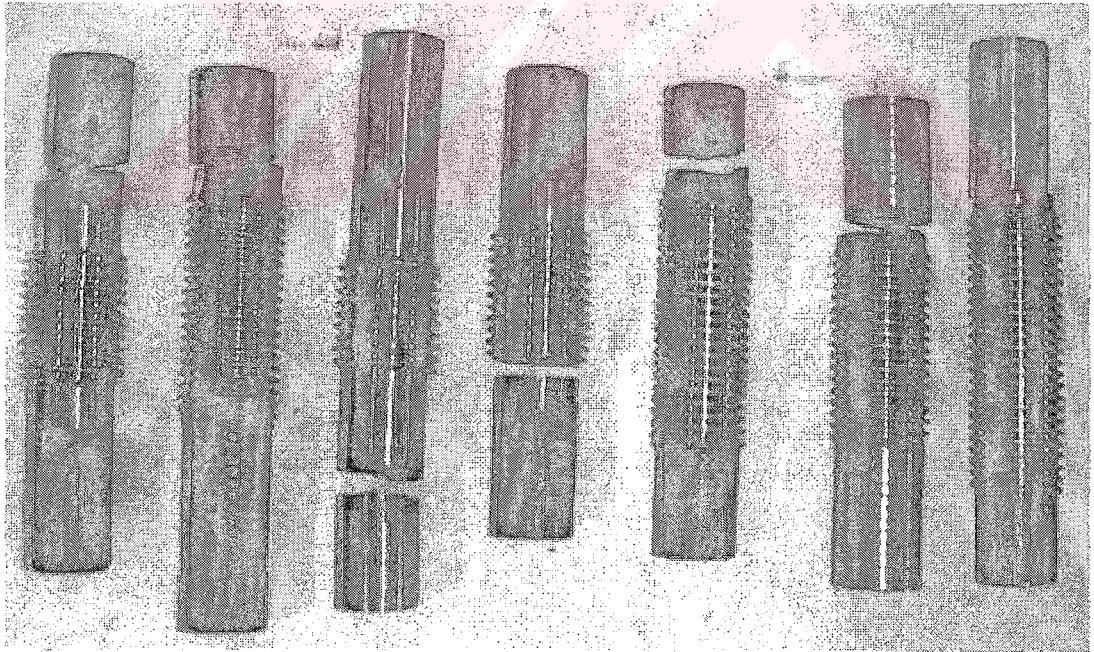
Yorulma deneylerinde kullanılan numunelerin boyutları Bölüm 3.1.1'de tartışılan hususlara uygun olarak tasarlanmış ve son boyutlar pek çok deneme sonunda belirlenmiştir (şekil 3.6). Vidalı numunenin boyutları belirlenirken kriter olarak numunenin vidalı bölgeden kırılması hedef alınmıştır. şekil 3.7'de denemeler sırasında vidalı kısım haricindeki bölgelerden kırılmış numuneler verilmiştir. Denemeler sonucunda vidalı numunenin boyutları ve toleransları belirlenmiş ve şekil 3.8'de verilmiştir.

Yapılan deneylerde silindirik ve çentikli numuneler de kullanılmıştır. Silindirik ve çentikli numuneler silindirik parçanın ve çentikli parçanın yorulma dayanımını ve yorulma çentik katsayısını belirlemek amacı ile yapılmıştır. Her iki tür numunede talaş kaldırma sırasında oluşacak yüzey tabaka özelliklerini (pürüzlülük, sertleşme, artık gerilmeler) en aza indirmek için işlemler dūřuk kesme hızlarında (20-30 m/dk) keskin, plakası lehimlenmiş hız çeliği olan takımlarla %10 bor yağlı kesme sıvısı kullanılarak yapılmıştır. Silindirik ve çentikli numunelerin son boyutları da deneyler sonucunda belirlenmiştir. Bu takımların geometrik parametreleri $\gamma +10^\circ$ ve $\alpha 8^\circ$ derece olmuştur. Bu imal faktörlerinde kaynaklardan grldği gibi dūřuk artık gerilmeler ve sertleşmeler oluşmaktadır (Matalin, 1977).

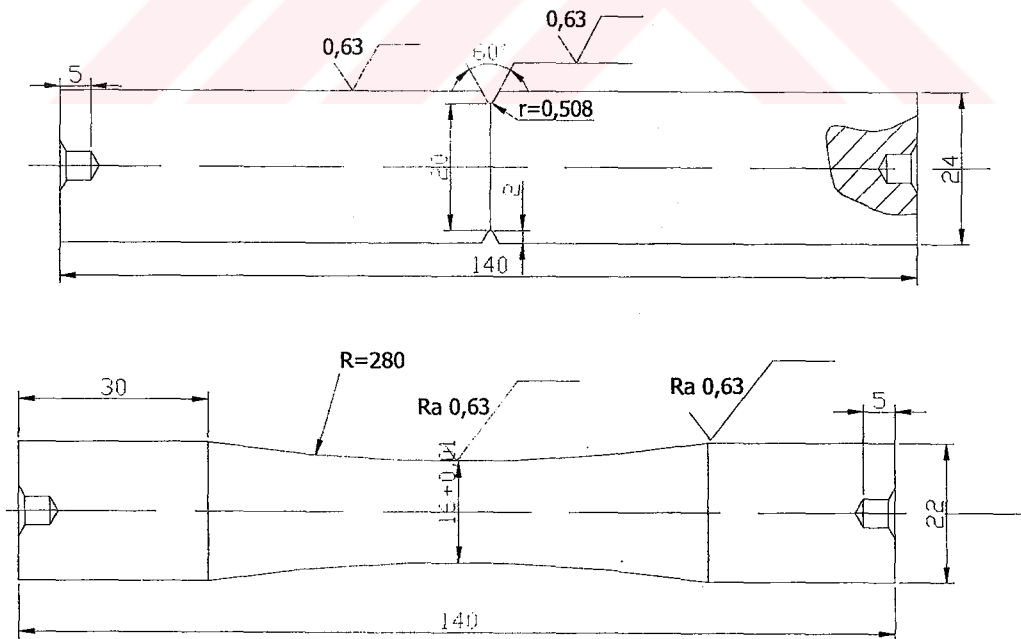
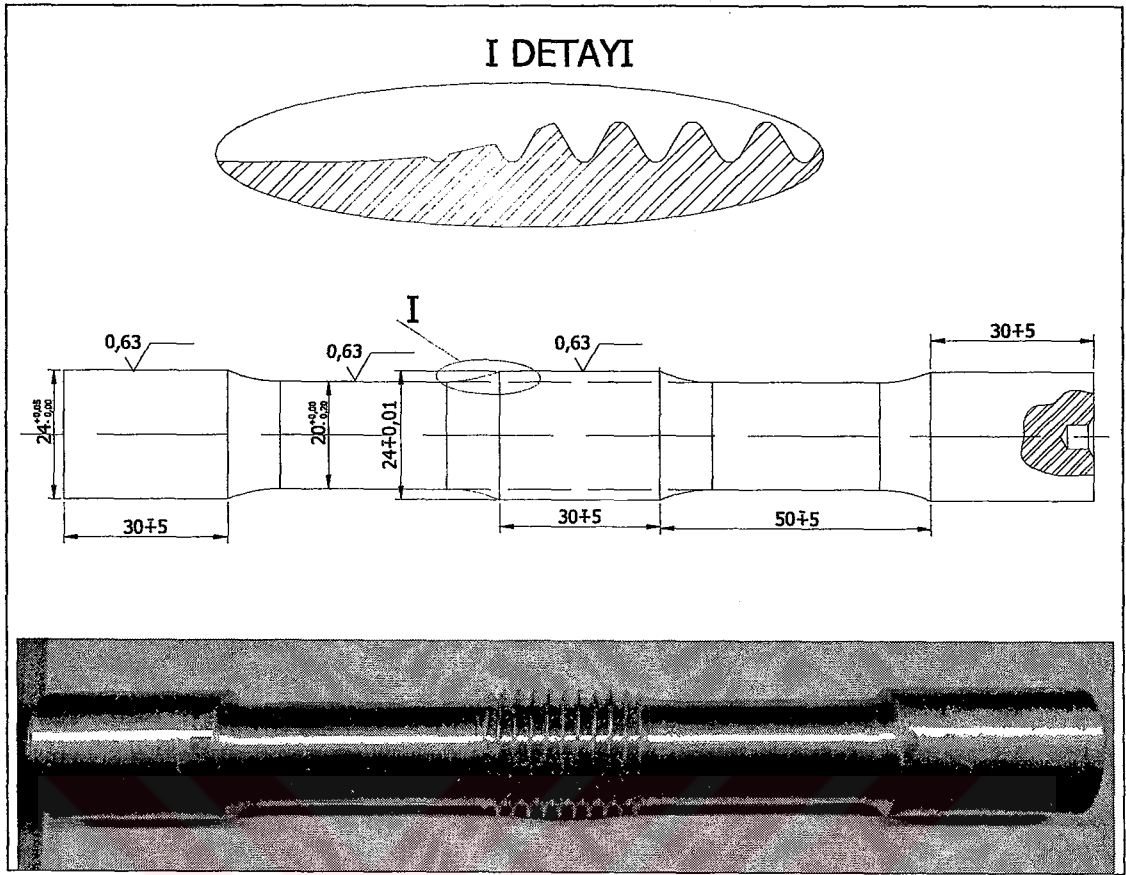
Çalışmada kullanılmış çentikli ve silindirik numunelerin boyutları sırasıyla şekil 3.9'da ve şekil 3.10'da verilmiştir. Bu numunelerin toleransları ASTM Yorulma Deneyi El Kitabı'nda tavsiye edilen değerler dikkate alınarak belirlenmiştir. Numuneler 830-850°C'ta yağda sertleştirilmiş, 550-600°C'ta 2 defa menevişlenmiştir. Isıl işlemlerden sonra numunelerin sertliği 32-34 HRC olmuştur.

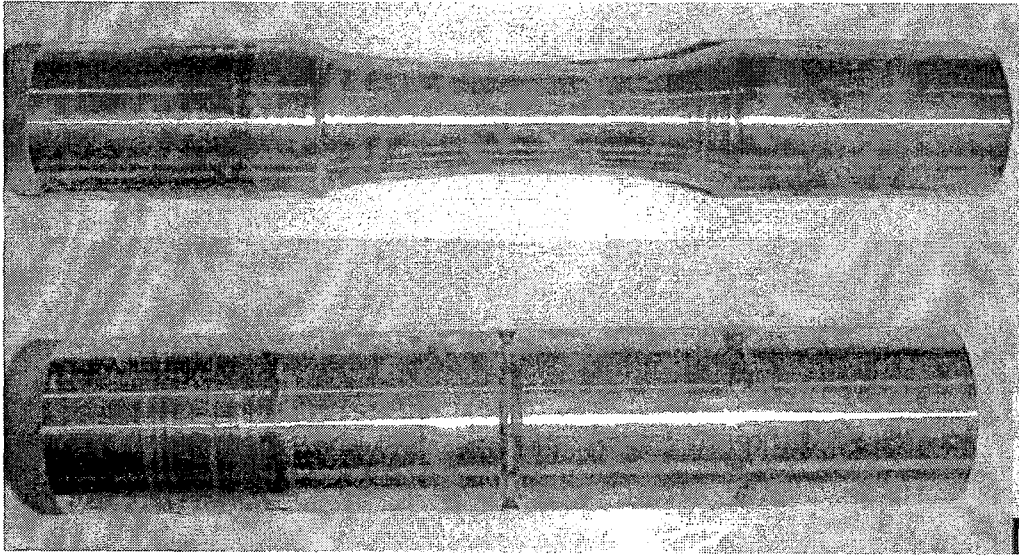


Şekil 3.6 : Çalışmalar sırasında test edilmiş çeşitli vidalı numuneler



Şekil 3.7 : Denemeler sırasında vidalı kısımlar haricindeki bölgelerden kırılan numuneler





Şekil 3.10 : Deneylerde kullanılan silindirik ve çentikli numuneler

Temin edilen malzeme grubundan örnekleme yapılarak alınan numuneler spektral analize tabi tutularak kimyasal bileşimi belirlenmiştir. Kimyasal analiz sonuçları Tablo 3.1’de ve çekme deneyleri ile elde edilmiş mekanik özellikler Tablo 3.2’de verilmiştir. Malzemenin çekme deneyinde elde mekanik özellikleri 10 numune deneyerek ortalama değerler bulunmuştur. Her ortalama değer için %95 güven seviyesinde standart sapma hesaplanmıştır. Elde edilen değerler bu tip malzemeler için Tablo 2.3 ve Tablo 2.4’de verilen değerlerle uyumludur.

Tablo 3.1: Deneylerde kullanılan AISI 4340 çeliğinin kimyasal bileşimi.

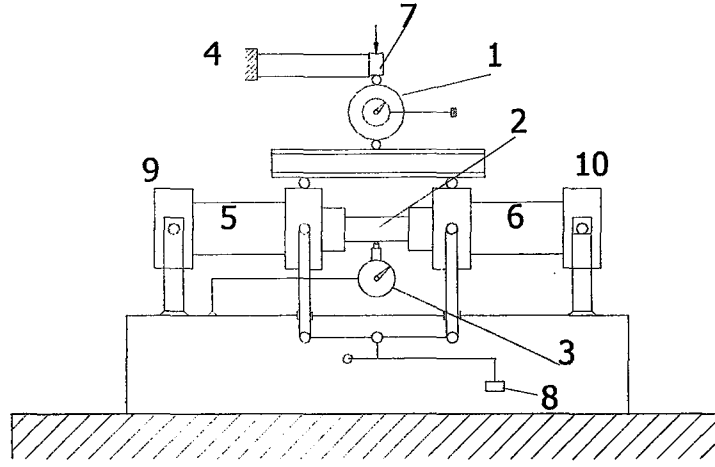
	C	P	Mo	Si	S	Ni	Cu	Mn	Cr	Al	W	Sb	Fe
%	0.429	0.0161	0.047	0.232	0.0186	1.11	0.18	0.65	0.531	0.022	0.074	0.049	Kalan

Tablo 3.2: Deneylerde kullanılan AISI 4340 çeliğinin mekanik özellikleri.

σ_{01} [MPa]	σ_{02} [MPa]	σ_C [MPa]	% δ	% ψ	E [MPa]
1196±31	1223±31	1300±41	12±1	48±2	209358±10092

3.1.3. Yorulma test cihazının kalibrasyonu

Yorulma makinesinin test edilmesi için Şekil 3.11 ve Şekil 3.12’de gösterilen sistem tasarlanıp imal edilmiştir Deneyler üçer kez tekrarlanıp ortalama değerler alınmıştır.



Şekil 3.11 : Yorulma test cihazı kalibrasyon sisteminin şeması 1-Dinamometre, 2-Kalibrasyon numunesi, 3-Mekanik komparatör, 4-Sabit mesnet, 5- Sabit döner yatak, 6-Hareketli döner gövde, 7- Dinamometre yük uygulama aparatı, 8- Makine yük mekanizması, 9- Sabit döner yatak, 10- Hareketli döner yatak

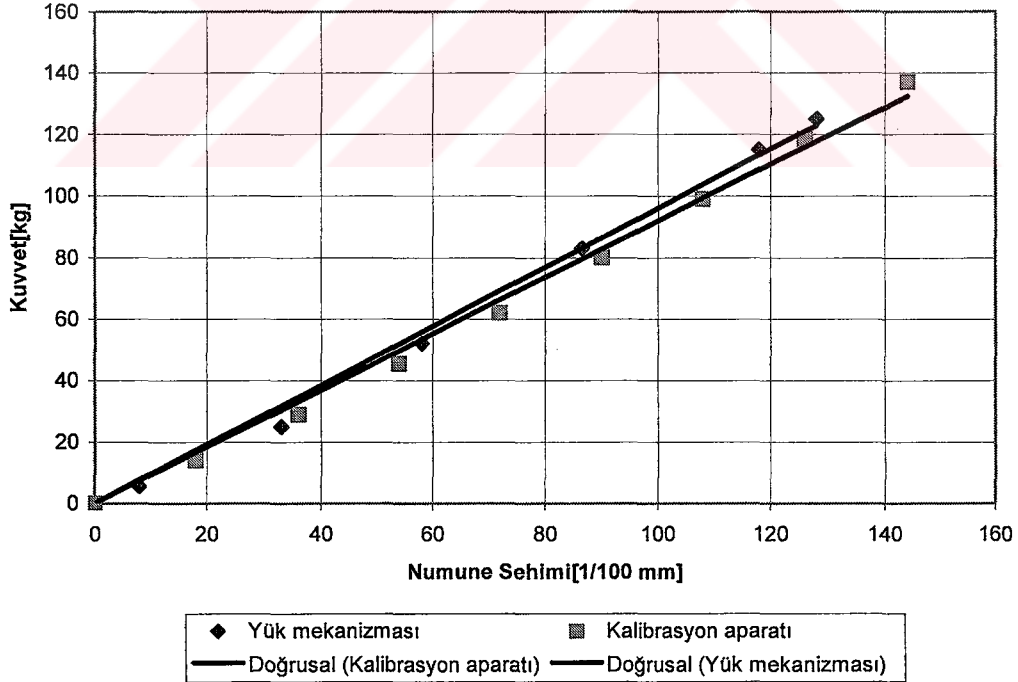


Şekil 3.12 : Kalibrasyon aparatının montaj sonrası hali

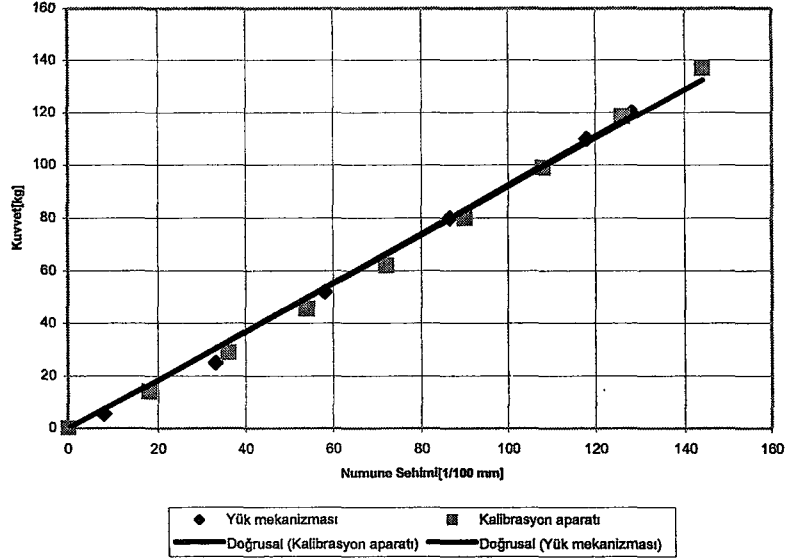
Test makinası kalibre edilirken ilk olarak kalibrasyon aparatı yorulma makinesi üzerine monte edilmiştir. Daha sonra özel olarak hazırlanan kalibrasyon numunesi yorulma makinesine bağlanmıştır. Seçilen yük kademeleri önce tezgâh yük mekanizması yardımı ile numune üzerinde oluşturulmuştur. Her yük kademesinde numunenin orta noktasında yükten dolayı yaptığı sehim 1/100 mm hassasiyetinde mekanik komparatör vasıtası ile ölçülerek kaydedilmiştir. Bu işlem seçilmiş bütün yük kademeleri için yapılmıştır. Bundan sonra numunenin yük sehim eğrisi belirlenmiştir. Daha sonra aynı işlemler kalibrasyon aparatı kullanılarak tekrarlanmıştır.

Yük sehimi eğrisini tezgâhın yük mekanizması ile belirledikten sonra aynı yük sehimi eğrisi dinamometre vasıtası ile belirlenmiştir. Bu aşamada da önce seçilen kuvvet kademeleri bu kez tezgâh yük mekanizması ile değil dinamometre vasıtası ile kalibrasyon numunesi üzerine uygulanmıştır. İşlem sırasında bütün kademelerde uygulanan kuvvet değerleri ve bu kuvvet değerlerine karşılık gelen kalibrasyon numunesi sehimi değerleri kaydedilmiştir. Deneyler üst üste üçer kez tekrarlandıktan sonra ortalama değerler alınmıştır. Deneyler sırasında elde edilen sonuçlar aşağıdaki grafikte verilmiştir (Şekil 3.13). Daha sonra bu belirlenen datalara göre numunenin kuvvet-sehimi eğrileri hem dinamometre ile uygulanan kuvvete göre hem de yük mekanizması ile uygulanan kuvvete göre çizilmiş ve bu eğriler karşılaştırılarak makinenin kalibrasyonu yapılmıştır.

Şekil 3.13’de görüldüğü gibi yorulma makinesinin kendi yük mekanizmasından uygulanan kuvvete karşılık kalibrasyon numunesinin yaptığı sehimi kuvvet artışı ile artmıştır. Bu durumun telafisi için kurşun ağırlıklarda yük uygulama mekanizmasında gerekli düzenlemeler yapılarak bu eğriler karşılaştırılmış ve yorulma makinesinin kalibrasyonu tamamlanmıştır (Şekil 3.14).



Şekil 3.13 : Yük mekanizması ve kalibrasyon aparatı ile oluşturulan kuvvet-numune sehimi eğrileri.



Şekil 3.14 : Kalibrasyondan sonra kalibrasyon aparatı (dinamometre) ve yorulma makinesinin yük mekanizması ile elde edilen yük-numune sehim eğrilerinin durumu.

3.2. Vida Açmada Kullanılan Torna Tezgâhının Hazırlanması ve Ayarlanması

Talaş kaldırma deneylerinde ölçümlerin güvenilir olmasını sağlamak için tezgâh, takım, parça ve araç elemanlarının (TTPA) deneyler yapılmadan önce hassaslık ve rijitlik kontrolleri yapılmıştır. İlk önce tezgâhın hassaslığı ve bu hassaslığın hangi toleranslarda olduğu belirlenmiş ve bu hassaslığı temin etmek için TTPA sisteminde gerekli değişiklik ve ayarlamalar gerçekleştirilmiştir.

Talaş kaldırma deneyleri SN 50 Tos ve Zime Sevindik Marka torna tezgâhlarında yapılmıştır. SN 50 7,5 KW ve Sevindik 5 KW gücündedir. Bu nedenle tezgâh ana milinin devir sayısı enine arabanın (Kalemlik) ilerleme mekanizmasının, ana milin bir devrinde gerçek ilerlemesi, vida milinin yüksek kesme hızlarındaki salgısı, ana milin salgısı, puntalar arası imal esnasındaki koniklik, tezgâh takım parça araç sisteminin rijitliği deneyler yapılmadan önce kontrol edilmiş ve imal edilen yorulma test numunesinin istenilen hassasiyette elde edilebilmesi için ayarlanmıştır.

3.2.1. Ana milin gerçek devir sayısının ve enine arabanın gerçek ilerlemesinin kontrolü

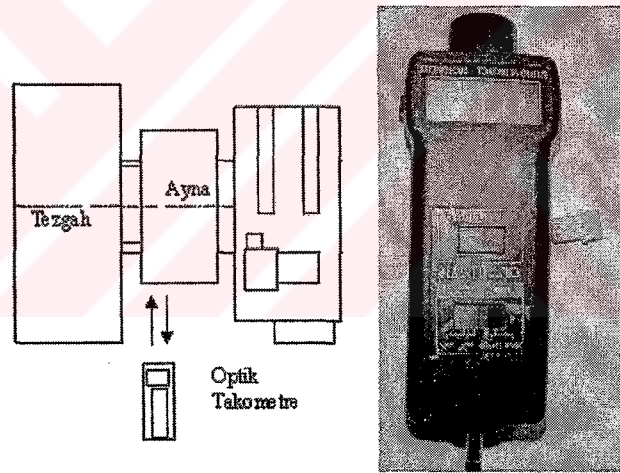
Bu amaçla optik takometre kullanılmış ve torna makinesinin ana milinin gerçek devir sayısı tabloda gösterilmiştir. Tezgâh üzerindeki göstergelerde verilen dönme hızları

kontrol edilmiş ve gerçek devir sayıları ölçülmüştür (Şekil 3.15). Ölçümler sonucunda Devir sayıları gerçek devir sayılarından %10-20 civarında fazla çıkmıştır ayrıca farklı zamanlarda yapılan ölçümlerle bir önceki ölçümler arasında da % 5-6 arasında değişimler gözlenmiştir (Tablo 3.3).

Gerçek dönme sayısına uygun olarak düşük dönmelerde suportun 100 mm'de dönme sayısına uygun tezgâhın katalogunda verilen 0,08; 0,09; 0,11; 0,12 değerleri sağlayıp sağlamadığı kontrol edilmiştir. Sonuçlar tabloda verilmiştir (Tablo 3.4).

Tablo 3.3 : Tezgâhın gösterge ve gerçek devir sayıları

Gösterge [d/dk]	Optik Takometre ölçümü [d/dk]
46	55
355	420
500	595
710	835
1000	1225
1400	1665



Şekil 3.15 : Takometre ile devir ölçüm şeması

Tablo 3.4: Tezgâhın gerçek radyal ilerleme değerlerinin belirlenmesi

Tezgâh Üzerindeki Gösterge mm/devir	10 mm radyal ilerleme için sayılan devir sayısı, N	İlerlemenin ölçüldüğü uzunluk mm	Devir başına gerçek ilerleme mm/devir
0,8	260	10	0,038
0,9	226	10	0,044
0,11	185	10	0,054
0,12	170	10	0,059

3.2.2. Torna tezgâhının elemanlarının hassaslığının belirlenmesi

Ana milin ayna oturan boynunun ve ana mil ekseninin salgısının belirlenmesi, ana mil ekseninin suportun hareket yönüne paralelliği belirlenmesi, ana milin ayna oturan boynunun dönme eksenine dikliğinin ve ana milin eksen yönünde salgısının belirlenmesi, punta pinolünün tezgâhın dönme eksenine paralelliğinin belirlenmesi, ana milin merkezi ile punta merkezleri arasında konikliğin veya punta merkezlerinin hassasiyeti ölçülmüş, alınan sonuçlar Tablo 3.5’de verilmiştir.

Tablo 3.5: Tezgâhın kontrolü sırasında elde edilen hassasiyet değerleri

Sıra no	Hassaslığı belirlenen elemanın adı	Hassaslığın belirlenme şeması	Alınan değerler mm	Not
1	2	3	4	5
1	Ana milin ayna oturan boynunun eksen salgısı		0, 01	Kabul edilebilir
2	Ana mil ekseninin salgısının belirlenmesi		0, 01 0, 02	Ana milin ucunda (L=0) L=300 mm de
3	Ana mil ekseninin suportun hareket yönüne paralelliğinin belirlenmesi			Ana milin içerisine silindirik parça oturtulur ve komparatör şeklindeki gibi a ve b pozisyonlarına göre mile dokundurulur ve araba ana mile doğru hareket ettirilir a noktasında 300 mm uzunluğunda hata 0, 03 b noktasında 0, 012 Bu 3 kez tekrarlanmış ortalama sonuçtur

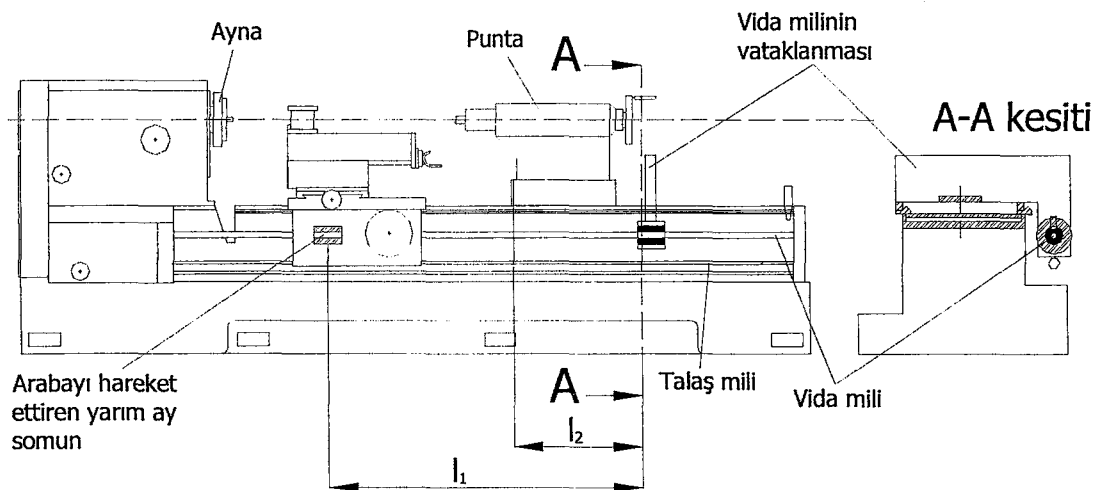
Sıra no	Hassaslığı belirlenen elemanın adı	Hassaslığın belirlenme şeması	Alınan değerler mm	Not
4	Ayna milin alın yönündeki salgısının kontrolü		0, 01	
5	Aynanın yan yüzünün oturduğu faturanın salgısının belirlenmesi		0, 02	
6	Punta pinolünün kızaklara paralellüğünün kontrolü		0, 03 0, 01	Punta pinolü pinol çemberi vasıtası ile 100 mm ilerletilince a noktasında b noktasında
7	Puntanın konik deliğinin ekseninin kızaklara paralellüğünün belirlenmesi		0, 03	300 mm de
8	Ana milin merkezi ile punta merkezinin aynı eksende (eş merkezli) olup olmadığının kontrolü		0, 06	Punta pinolünün merkezi her zaman ana milin merkezinden yüksek olması şartı ile

3.2.3. Tezgâh-takım-parça-araç (TTPA) sisteminin rijitliğinin belirlenmesi

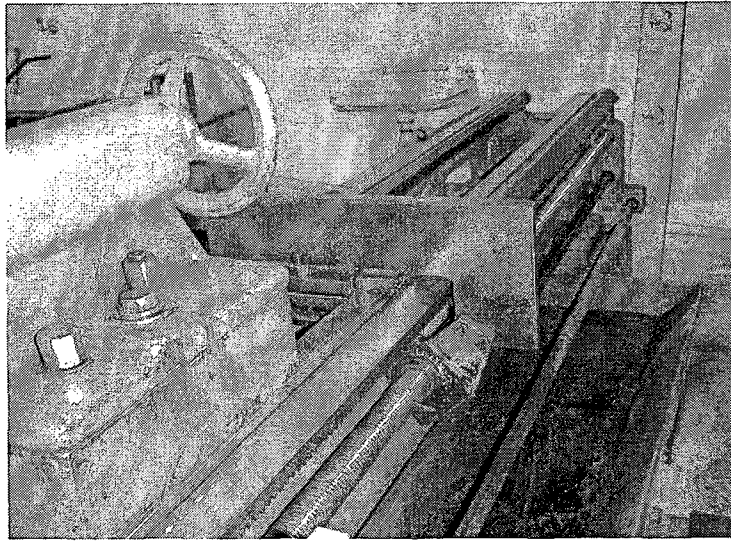
Talaş kaldırmada kesme kuvvetleri iş parçasını, takımını ve tezgâhı etkiler ve onlar üzerinde birtakım şekil değiştirmelere neden olur. İş parçası, takım ve ana mil esneyebilir ve takımın parçaya göre konumu değişebilir ve bu da işleme şartlarını değiştirebilir ve kaldırılan tabakanın kalınlığı tezgâh mekanizmasının gösterdiği değerlerden sapabilir (Akkurt, 1985).

Vidaların torna tezgâhlarında torna kalemi ile imal edilen vidalı parçaya dönme hareketi ve takıma helis hareketi verilerek gerçekleştirilmektedir. İmal edilen vida çapına, hatvesine, hassasiyetine, vida dış yüksekliğine bağlı olarak vida profilinin açılması uygun paso sayısı ile gerçekleştirilir. Her bir pasoda vida kalemine kullanılan imalat teknolojisine ve kesme şemasına uygun olarak imal edilen parçaya dik yatay düzlemde ilerleme hareketi verilmektedir. S_r 'ye uygun olarak kaldırılan tabakanın kalınlığı a_d ' dir ve değeri yukarıda açıklanan değerlere bağlı olarak 0,5-0,00 mm olabilir. Deneysel çalışmalarda veya tezgâhın otomatik bir çevrim içinde çalıştırılması için her bir pasoda a_d ilerleme hareketinin tezgâhın kalem tutucusunun yerleştirildiği enine arabacığın ilerleme hareket mekanizmasının yardımı ile yapılmaktadır. Bu durumda tezgâh konstrüksiyonu, tezgâh, takım, parça ve araç (TTPA) sisteminin rijitliği ile ilgili olarak ilerleme hareketinin gerçek değeri tezgâh mekanizmasının gösterdiği ilerleme hareketi değerinden farklı olabilir (Açerkan, 1968; Akkurt 1985). Deneysel çalışmalarda bu faktör kaldırılan talaşın kalınlığını etkilediğinden bu değer yüksek hassaslıkla belirlenmesi gerekmektedir.

Bu amaçla yapılan deneme deneyleri sırasında torna tezgâhının kızak boyu 2,5 metre olduğundan ve tezgâhın kızak boyunun çok az bir bölümü kullanılarak tezgâh üzerindeki göstergedeki 1000 dev/dk'da ve daha yüksek hızlarda vida açıldığından vida milinin titrediği ve vida milinin 2-5 mm eksen kaçıklığında sallandığı görülmüştür. Bu durumun engellenmesi için vida mili tezgâh kızakları üzerinde tekrar yataklanmıştır. Bunun için gezer yatak tasarlanıp imal edilmiş ve tezgâh üzerine monte edilmiştir. Yani tezgâhın vida mili uzunluğu kısıtlanmıştır (Şekil 3.16 ve Şekil 317).

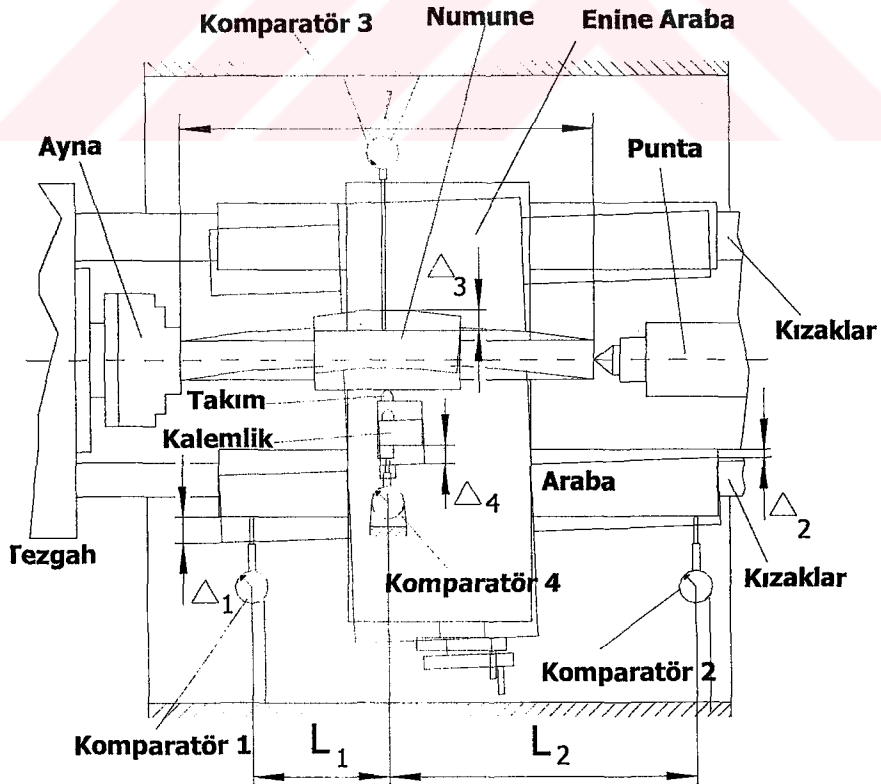


Şekil 3.16 : Vida mili yataklama şeması



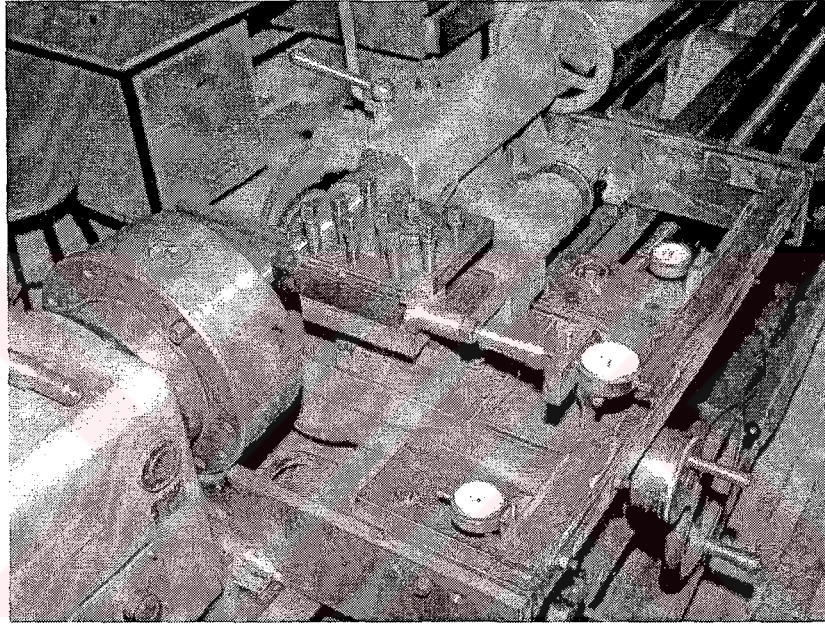
Şekil 3.17 : Vida milinin yataklanması

Tezgâhın hassaslığı belirlendikten ve vida milinin uzunluğu kısıtlandıktan sonra TTPA sisteminin rijitliği esneme miktarları ölçülerek yoklanmıştır. Torna tezgâhı üzerinde tezgâh rijitliğinin belirlenmesi amacı ile özel bir sistem (Şekil 3.18 ve Şekil 3.19). Şekil 3.18 üzerinde gösterilen dört Δ değerini deneysel olarak elde edebilmek için dört adet 1/100 mm hassasiyetinde mekanik komparatör kullanılmıştır. Bu komparatörlerin yerleştirildiği noktalar şekil üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 3.18 : Tezgâh-Takım-İş parçası-Araç Sisteminin (TTPA) rijitlik ölçüm şeması

- Δ : Takımın parçaya göre toplam yer değiştirme miktarı.
- $\Delta_4 + (\Delta_1 + \Delta_2)/2$: Arabanın dönmesi ihmal edildiğinde takımın toplam radyal ilerleme yönüne ters yönde esneme miktarı.
- Δ_1 : Arabanın ayna tarafındaki komparatörde okunan yer değiştirme miktarı
- Δ_2 : Arabanın diğer tarafındaki komparatörde okunan yer değiştirme miktarı
- Δ_3 : Parçanın esnemenen dolayı takımdan uzaklaşma miktarı.
- Δ_4 : Takımın katerle beraber enine arabaya göre yer değiştirme miktarı.



Şekil 3.19 : Tezgâhın rijitliğini belirlemek için gerekli sistemin tezgâh üzerine kurulması

Şekil 3.18'deki şemada torna kızakları üzerinde hareket eden arabanın tipik bir yer değiştirme durumu verilmiştir. Bu durum tornanın kızaklarının durumuna, iş parçasının boyunun uzunluğuna, kalemin merkezlenmesinin durumuna ve arabayı hareket ettiren yarım ay somunun araba üzerindeki konumuna bağlı olarak gerçekleşir. Şekil 3.18'deki şemadan görüldüğü gibi L , L_1 , L_2/L_1 oranları değişikçe torna tezgâhının arabası çeşitli yönlerde hareket edebilir. Genellikle araba somun etrafında şemada verildiği gibi döner (Kerşembaum, 1973; Açıkan, 1968)

Yukarıda anlatılanlar dikkate alındığında takımın iş parçasından a kalınlığında talaş kaldırmak amacı ile a kadar iş parçası üzerine ilerletildiği düşünüldüğünde a ilerleme değeri aşağıdaki şekilde gerçekleşir.

$$a = a \pm \Delta$$

(3.1)

Buradaki Δ arabanın, araba üzerindeki enine arabanın, katerle beraber takımın ve iş parçasının kuvvet etkisi altındaki davranışları dikkate alındığında takımın iş parçasına göre toplam bağıl hareket miktarıdır. Yer değiştirmelerin belirlenmesi sırasında katerin kesme kuvvetinden dolayı yer değiştirmesi kızaklar boyunca hareket eden ana arabaya göre, arabanın ve parçanın tespit edildiği elemanlarla birlikte yer değiştirmesi ise tezgâhın gövdesine göre belirlenmiştir. Bu durumda tezgâh gövdesinin mutlak rijit olduğu düşünülmüştür.

Tezgâhın en önemli elemanı olan, katerle beraber kesme takımını ve enine arabayı üzerinde taşıyan arabanın kuvvet etkisi altında kızaklar üzerinde nasıl hareket ettiğinin belirlenmesi için gerekli değerler tezgâh kızaklarına göre arabanın dönme ve ötelenmesini veren komparatörler yardımı ile belirlenmiştir. Bu değerler tezgâh kızakları üzerinde oturan arabaya ait yer değiştirme değerleridir.

Rijitlik deneyi esnasında talaş kaldırma koşulları altında kuvvet etkisi ile elemanların hareket yönleri düşünülürse arabanın kesme kuvveti etkisinden dolayı kesme takımının olduğu tarafa doğru hareket ettiği görülür. Bu hareketi belirlemek için ayna tarafındaki komparatörle ölçülen değer Δ_1 diğer taraftaki değer ise Δ_2 olduğu şekilden görülmektedir. Tezgâhın göstergelerine göre kalemin a kadar iş parçası üzerine ilerletilmesi durumu göz önüne alındığında arabanın ayna tarafında Δ_1 ve diğer tarafta Δ_2 kadar buna zıt yönde hareket eder. Genel olarak Δ_1, Δ_2 den büyüktür ve araba bir miktar döner. Bu L_1 ve L_2 mesafeleri ile ilgilidir. Ancak bu durum bazen çok küçük değerler aldığı anda ihmal edilerek arabanın dönmediği var sayılabilir ve dönmeden $(\Delta_1 + \Delta_2)/2$ kadar kızığa dik yönde ve kater tarafına doğru hareket ettiği düşünülebilir.

Kateri taşıyan enine araba üzerindeki kızığın da katerle beraber enine arabanın ana kızaklara dik olan hareket yönünün tersi istikamette ve boyuna arabanın hareket miktarına ilave olarak bir miktar daha iş parçasından geriye doğru hareketi görülür. Bu hareket miktarını da şekil üzerinde Δ_4 ile göstermiştir. Bu iki hareketin arabanın üzerindeki kalemin tezgâh göstergelerine göre verilen hareket miktarını azaltıcı yönde olduğu görülmektedir. Yani a kadar kaleme verilen ilerleme aslında kateri taşıyan kızığın ve arabanın hareket miktarları kadar azalmaktadır. Bu daha açık bir

şekilde ifade edilirse ve arabanın dönmediği düşünülüp $(\Delta_1 + \Delta_2)/2$ kadar yer değiştirdiği kabul edilirse takıma verilen bir a ilerleme değeri gerçekte aşağıdaki şekilde oluşur.

$$\Delta = \Delta_4 + (\Delta_1 + \Delta_2)/2 \quad (3.2)$$

Bu durumda

$$a_{\text{Gerçek}} = a - \Delta \quad (3.3)$$

olur, çünkü bütün bu hareketler takımı iş parçasından uzaklaştırıcı yöndedir.

Bir sonraki adımda iş parçası esnemesini ifade eden Δ_3 değerinin de hesaba katılması gerekir. Boyuna arabanın ve enine arabanın kuvvet etkisinden dolayı yer değiştirme miktarlarının takımın iş parçasına göre hareket miktarını ne yönde ve nasıl etkilediğini belirlendi. İş parçasının davranışı incelendiğinde, takımın iş parçasına doğru a kadar ilerlediğinde yukarıda anlatılan araba ve katerin esnemelerine ilave olarak iş parçasının da bunların hareket yönlerine zıt yönde Δ_3 kadar esneyerek takımdan uzaklaştığı görülür. Bu durumun da telafi edilebilmesi için Δ_3 değerinin de dikkate alınması gerekir.:

$$\Delta = \Delta_3 + \Delta_4 + (\Delta_1 + \Delta_2)/2 \quad (3.4)$$

Bütün bunlar dikkate alındığında tezgâh üzerinde iş parçasından istenilen hassaslıkta talaş kaldırabilmek için aşağıdaki ifade elde edilir.

$$a_{\text{Gerçek}} = a - \Delta$$

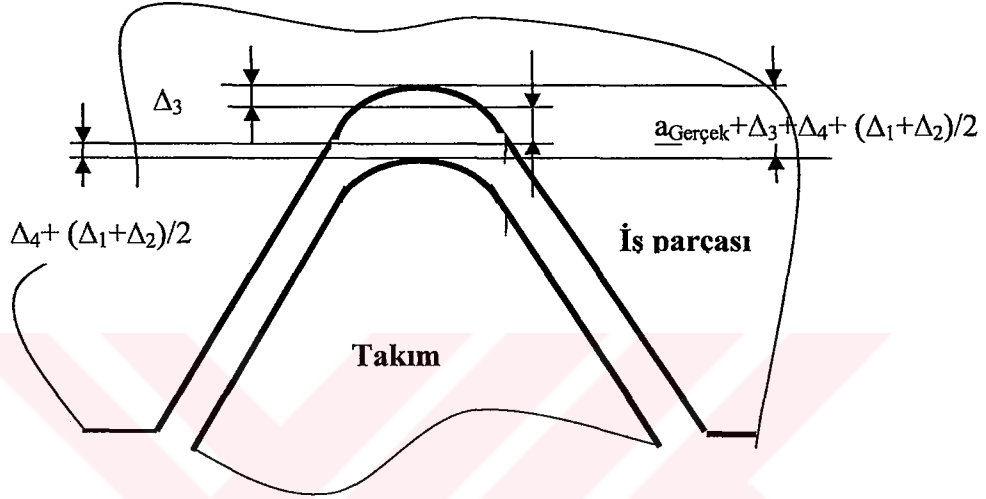
$$a_{\text{Gerçek}} = a - [\Delta_4 + \Delta_3 + (\Delta_1 + \Delta_2)/2] \quad (3.5)$$

Gerçek ilerleme değeri bulunduğuna göre a ilerleme değerini sağlayabilmek için bu ifade de a değeri yalnız bırakılırsa

$$a = a_{\text{Gerçek}} + \Delta \quad (3.6)$$

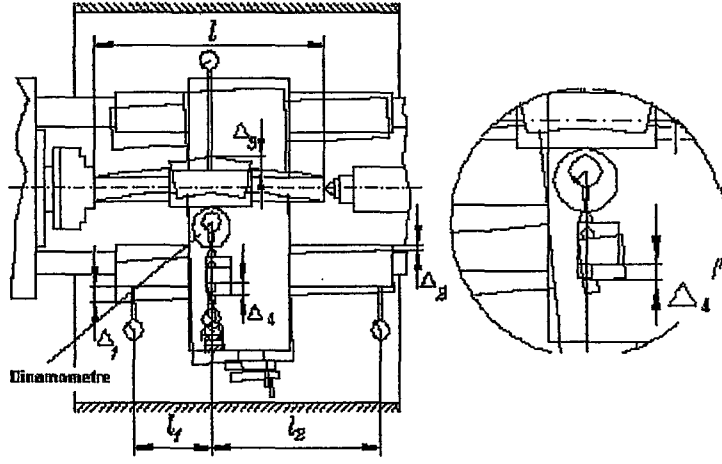
$$a = a_{\text{Gerçek}} + [\Delta_4 + \Delta_3 + (\Delta_1 + \Delta_2)/2] \quad (3.7)$$

elde edilir. 3.7 ifadesinin daha iyi anlaşılması için Δ değerleri Şekil 3.20’de gösterilmiştir. Bu ifade de ki Δ değerleri her bir talaş kaldırma kademesi için ayrı ayrı değerlerdir. Her bir talaş kaldırma kademesinde, paso sayısına, kesme derinliğine pasonun sırasına, kaldırılan talaşın kesit alanına göre kesme kuvvetleri farklı olabileceğinden dolayı Δ değerlerinin keme kuvvetlerine uygun kademeler için belirlenmesi gerekir. Tezgâhın hassas talaş kaldırmak için kesme kuvvetine göre kalibrasyon eğrisinin çıkarılması gerekir.



Şekil 3.20 : Takım ve iş parçasının yer değiştirme durumları

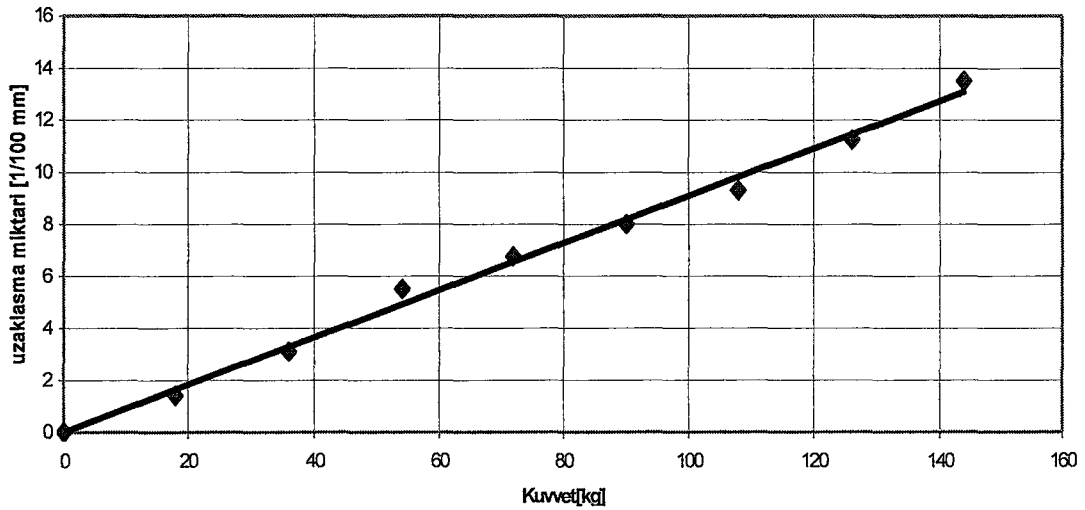
Yukarıda bahsedilen işlemler Tos marka torna tezgâhı için adım adım yapılmış ve tezgâhtan istenilen hassasiyetin alınması için gerekli büyüklükler sırasıyla belirlenmiştir. Deneyler üçer kez tekrarlanıp ortalama değerler alınmıştır. Torna tezgâhı üzerine sistemin montajı bitirilip gerekli ayarlamalar yapıldıktan sonra bir dinamometre, takım ve iş parçası arasına yerleştirilerek daha önceden belirlenmiş kuvvet basamakları iş parçası üzerine uygulanmıştır (Şekil 3.21). Her bir kademede uygulanan kuvvete karşılık gelen Δ değerleri kaydedildi. Bu uygulanan kuvvetler ve kaydedilen Δ değerleri Tablo 3.6’da verilmiştir. Belirlenen kuvvet kademeleri uygulanırken aynı deney en az 3 kez tekrarlanmıştır ve deneylerin ortalama değerleri alınmıştır. Artan kuvvete bağlı olarak takımın iş parçasından toplam uzaklaşma miktarı Δ belirlenmiş ve grafiği verilmiştir (Şekil 3.22).



Şekil 3.21 : Dinamometrenin TTPA sistemine yerleştirilmesi.

Tablo 3.6: TTPA sisteminin yük altındaki esneme değerleri

Kuvvet [kg]	Δ_1 [1/100 mm]	Δ_2 [1/100 mm]	Δ_3 [1/100 mm]	Δ_4 [1/100 mm]	Δ [1/100 mm]
0	0	0	0	0	0
18	0,5	0,1	0,1	1	1,4
36	1	0,6	0,3	2	3,1
54	1,5	1	0,75	3,5	5,5
72	2	1,5	1	4	6,75
90	2,5	2	1,25	4,5	8
108	3	2,6	1,5	5	9,3
126	3,4	3,1	2	6	11,25
144	4	3,5	2,25	7,5	13,5



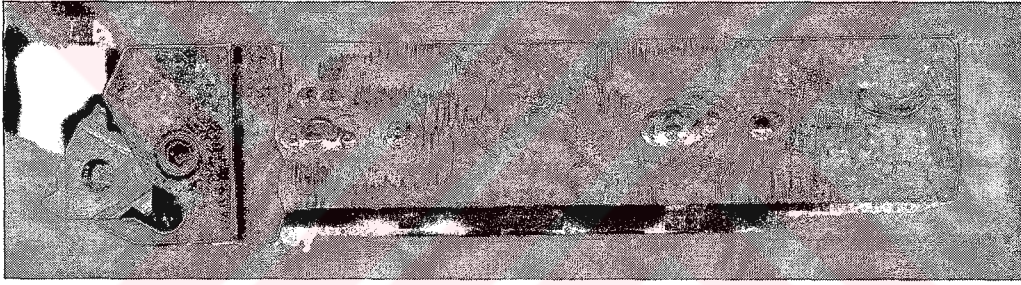
Şekil 3.22 : Artan kuvvete bağlı olarak takımın iş parçasından toplam uzaklaşma miktarı

3.2.4. Vida takımının vida açmak için hazırlanması

Takım olarak Iscar marka ISO P gurubuna dahil bileşimi %78 WC, %14 TiC ve %8 Co bileşimli sert metal takım kullanılmıştır (Tablo 3.7 ve Şekil 3.23).

Tablo 3.7: Vida takımının geometrik kesme parametreleri

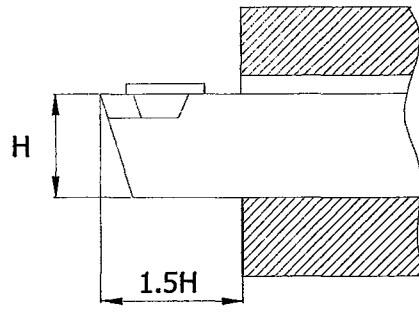
Eleman	Takımın geometrik elemanı	değeri
1	Profil açısı	59° 30'
2	Diş yüksekliği,H[mm]	2,9
3	Uç Radyusu, (r) [mm]	0,508
4	Uçtaki Talaş açısı (negatif pah açısı) (γ)	-10°
5	Yanaklarda Talaş açısı (γ_y)	0°
6	Negatif Pah derinliği (p)	05-07 mm
7	Uçtaki serbest açı (α_u)	10°
8	Yanaklardaki serbest açı (α_y)	5°
9	Gövde boyutları[mm]	32x25



Şekil 3.23 : Vida takımının resmi (Kesici plaketi mekanik tespit edilmiştir.)

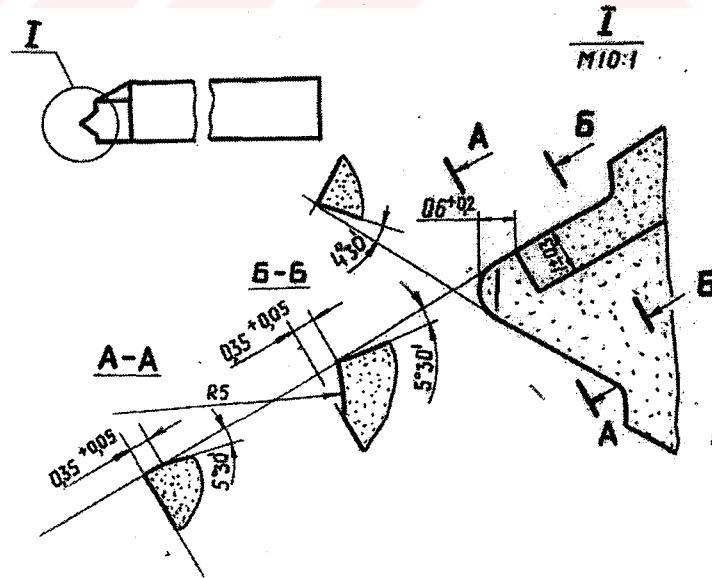
Takımın uç radyusu ve profil açısı mikroskopta ölçülmüştür. 150 kg Pz kuvveti etkisinde şekilde Şekil 3.24'te verilmiş şemadaki gibi takımın sehimi 0,005 mm olduğu deneysel olarak belirlenmiştir.

Vida açılırken ve dinamometrede kesme kuvvetleri ölçülürken takım Şekil 3.24'te gösterilen şemadaki gibi kalemlikte tutulmaktadır. Bu takım ile vida radyal ilerleme verilerek profil şeması (Şekil 2.20-A) ile ve aksenal ve radyal ilerleme verilerek radyal artırımı şema (Şekil 2.20-C) ile vida açılmıştır.

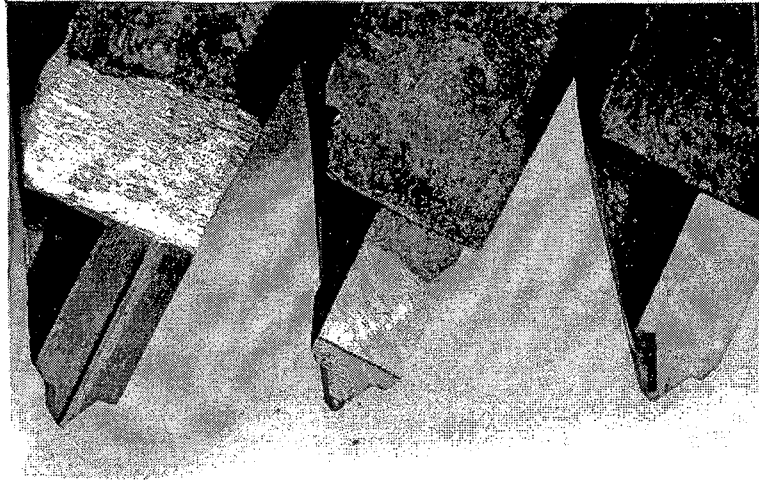


Şekil 3.24 : Takımın kalemlikte ve dinamometredeki konumu

Ayrıca C şemasının konvansiyonel tezgâhlarda gerçekleştirebilmek için (profilin bir yan yüzeyinden ve dış dibinden talaş kaldırmak için) özel takım tasarımı uygulanmıştır. Şekil 3.25'de takımın teknik resmi, Şekil 3.26'da ise lehimlenmiş takımlara uygulanması gösterilmiştir. Şekil 2.20-PC'deki şemanın yorulma dayanımına etkisini bulmak amacıyla, bu şemanın uygulanabilmesi için tüm deneylerde kullanılmış takımla (Şekil 3.23) sonuncu pasalarda dönme hareketi yönünde suporta ilerleme hareketi verilir vida açtıktan sonra sonuncu pasoda yalnız radyal ilerleme verilmekle profilin yan yüzeyinden ve dış dibinden talaş kaldırılmıştır. Bu yöntemle açılmış vida profili vida profilinden kaldırılmış talaşın kesit alanı resmi Şekil 3.27'de verilmiştir. Bu plaka ile vida açıldığında vida profilinden kaldırılan talaş ayrı ayrı olarak tek yan yüzey ve dış dibi ile birlikte ve tek yan yüzeyden olmuştur.



Şekil 3.25 : Dış dibi ve yan yüzeyden talaş kaldırmada kullanılan plaket

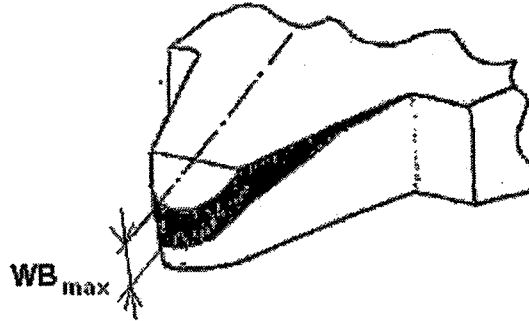


Şekil 3.26 : Diş dibi ve yan yüzeylerden talaş kaldırma takımları

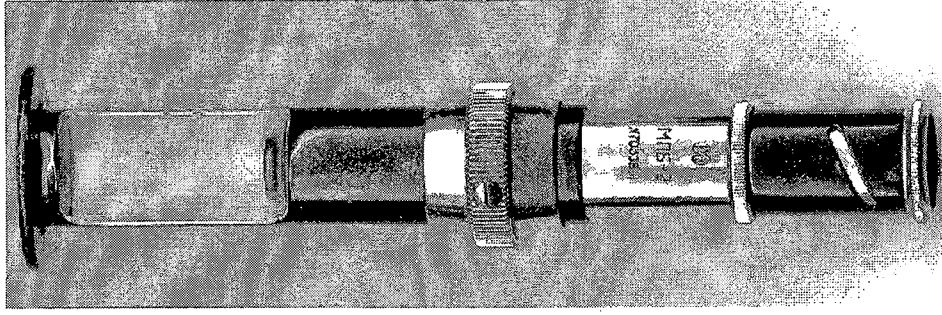


Şekil 3.27 : Vidanın bir yanak yüzeyinden ve diş dibinden beraber kaldırılmış talaş

Çalışmalarda vida takımının aşınması, takımın vidanın diş dibinden talaş kaldıran radyuslu ucunun aşınması ile değerlendirilmiştir. Genel olarak hassas vidaları imal eden takımların yalnız bu kısmının serbest yüzeyi aşınmaktadır (Fettullayev, 1983; Podlesova, 1970). Deneylerde aşınma, takım ucunun serbest yüzeyindeki aşınmış alanın maksimum genişliği ile (WB_{max}) değerlendirilmiştir (Şekil 3.28). Aşınmış takımın talaş kaldırma deneyleri sırasında takımdaki aşınma değeri Brinell büyütücüsü olarak bilinen yarı mikroskobik büyüteç kullanılarak ölçülmüştür takım aşınması değerleri 0,05 mm hassasiyet ile belirlenmiştir. Kullanılan 24X Brinell büyütücü resmi Şekil 3.29'da verilmiştir.



Şekil 3.28 : Vida takımının serbest yüzey boyunca aşınması



Şekil 3.29 : Takım aşınmasını ölçmek için kullanılan Brinell büyüteci

3.2.5. Kesme kuvvetlerinin ölçümü

Doktora tezinde kesme kuvvetleri silindirik ve düzlem biçimli parçalar için çeşitli yarı-ampirik yöntemlerle hesaplanmış ve deneysel olarak dinamometre ile ölçülerek hesaplamalar doğrulanmıştır. Tezin teorik kısmında verilmiş olan P kuvvetinin

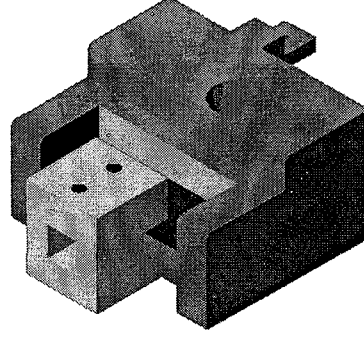
$$P = \sqrt{P_z^2 + P_y^2 + P_x^2} \quad (3.8)$$

en büyük bileşeni P_z ile P arasındaki önemli bir fark olmadığını gösteren

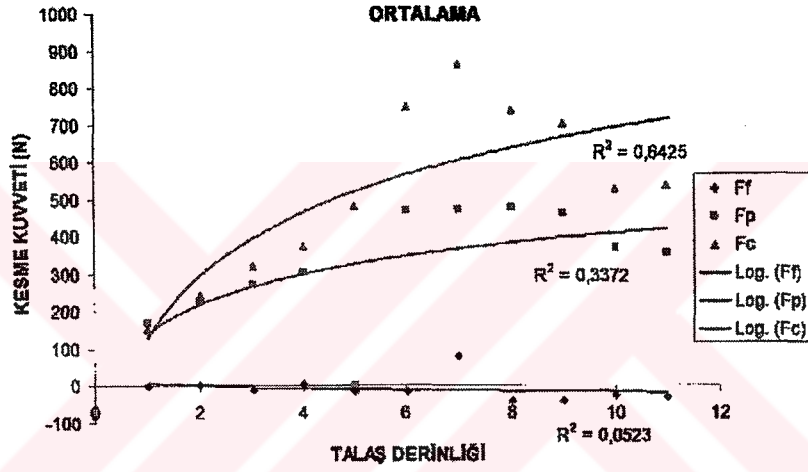
$$P = \sqrt{P_z^2 + [(0,4...0,5)P_z]^2 + [(0,25...0,3)P_z]^2} = (1,1 \approx 1,15)P_z \quad (3.9)$$

ilişkinine dayanarak P_z bileşeni çeşitli yöntemlerle belirlenerek P'nin diğer bileşenleri ona bağlı olarak bulunmuştur (Bobrov, 1975; Zorev, 1969; Astakhov 1999a). Bu nedenle çalışmada P_z kuvveti vida açmada deneysel olarak bir bileşenli mekanik dinamometre ile ölçülmüştür. Şekil 3.30'da bu amaçla tasarlanıp imal edilen dinamometrenin üç boyutlu görünüşü verilmiştir. Bu dinamometrenin hassaslığı Kistler piezo-elektrik dinamometre ile karşılaştırılarak test edilmiştir. Şekil 3.31'de Kistler dinamometresi ile aynı takım ve malzeme çiftinde ölçülmüş kesme kuvvetlerinin paso sayısına bağlı olarak da değerleri verilmiştir. Vida kesme hızı $V=88$ m/dk, $S_r=0,1$ mm/devir, kesme sıvısı kullanılmıştır. Aynı koşullarda F_z (P_z) bir bileşenli dinamometre ile de belirlenmiştir (Şekil 3.32). Şekil 3.33'de bir bileşenli mekanik konstrüksiyonlu dinamometre vida açmada gösterilmiştir. Görüldüğü gibi mekanik konstrüksiyonlu dinamometre ile ölçülmüş F_z (P_z) elde edilmiş eğrinin karakterine hem de değerine göre kistler dinamometresi ile belirlenmiş F_z (P_z) değerlerine çok yakın değerler elde edilmiştir. Ayrıca bu dinamometrenin

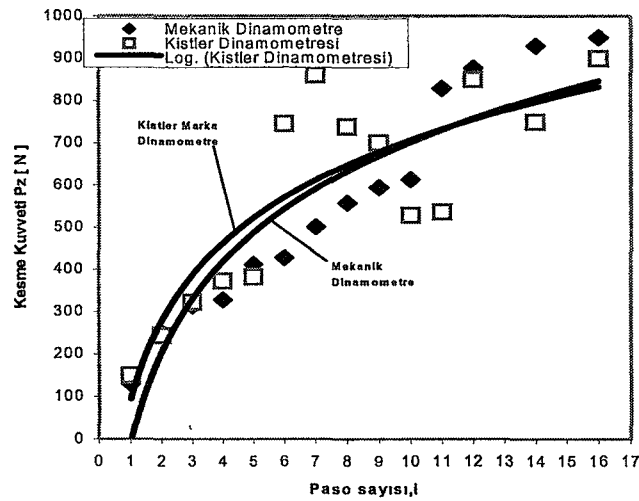
kalibrasyonu özel düzenele yapılmıştır. Şekil 3.34’de bu işlemin resmi, Şekil 3.35’de ise mekanik dinamometrenin kalibrasyon eğrisi verilmiştir.



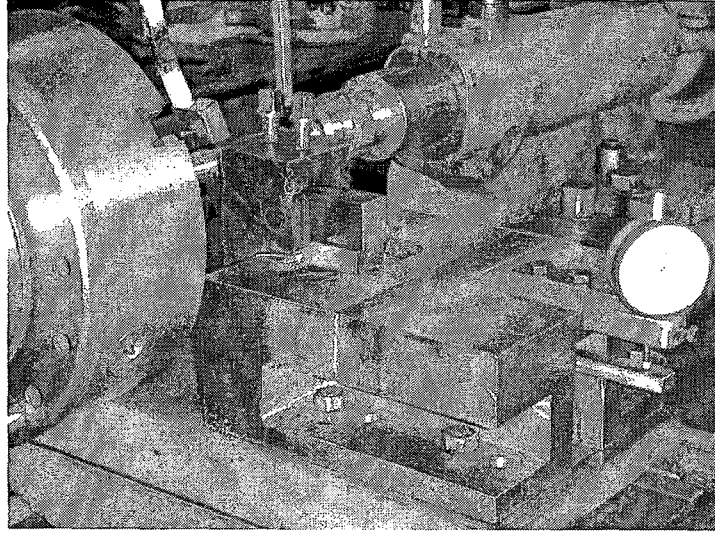
Şekil 3.30 : Vida açmada kullanılan bir bileşenli mekanik konstrüksiyonlu dinamometrenin üç boyutlu görüntüsü.



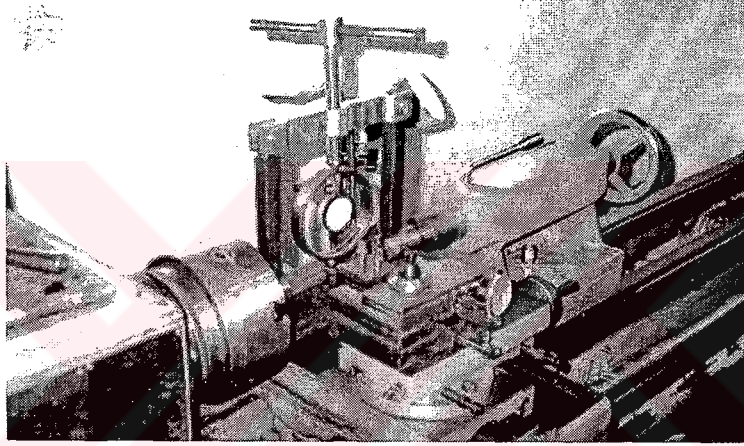
Şekil 3.31 : $V= 88 \text{ m/dk}$ 'da $S_r=0,1 \text{ mm/devir}$, 12 pasoda açılan vida paso sayısının artması ile kesme kuvvetinin artması



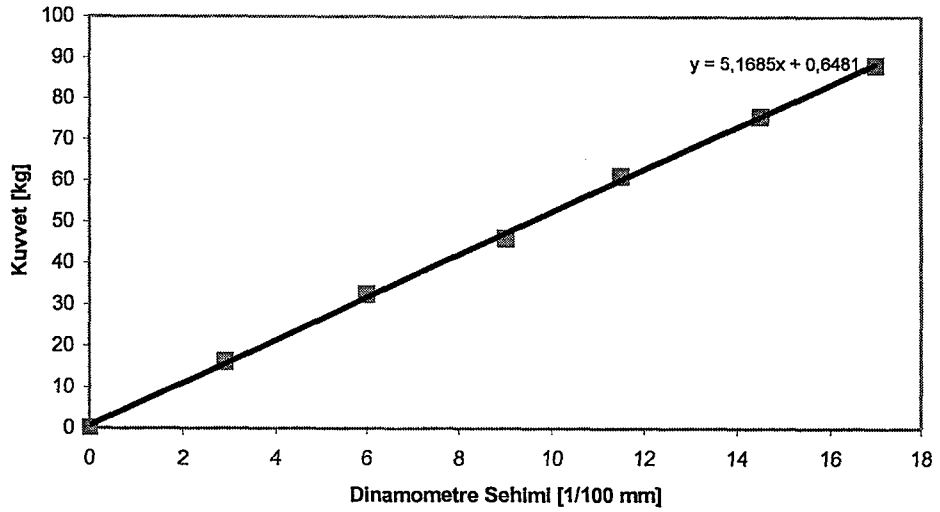
Şekil 3.32 : Vida açmada bir bileşenli dinamometre ile paso sayısına bağlı olarak Fz (P_z) değerlerinin Kistler marka dinamometre ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılması belirlenmesi



Şekil 3.33 : Dinamometrenin vida açarken resmi



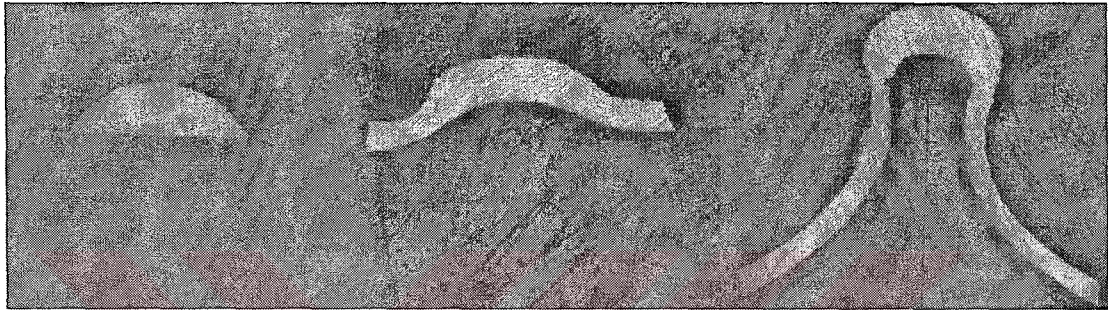
Şekil 3.34 : Dinamometrenin kalibrasyonu



Şekil 3.35 : Dinamometre kalibrasyon eğrisi

3.2.6. Vida profilinden kaldırılan talaş kalınlığının ölçümü

Vida profilinden talaş kaldırma sırasında kopan talaşın kesit alanı birinci pasodan sonuncu pasoya kadar farklı kalınlığa ve biçime sahiptir. Şekil 3.36'dan görüldüğü gibi tüm pasolarda kesit alanı kalınlığı a_1 farklı değerler almaktadır. Böyle bir ortamda talaş sıkışma katsayısı K_a talaşın uzunluğunu ölçme yöntemi ile belirlenmesi birinci pasoda yaklaşık olarak mümkün olsa da sonraki pasolar için bu yöntem geçerli değildir. Bunun esas nedeni vida profilinden talaş kaldırma sonucunda yan yüzeylerde ve diş dibinde oluşan sıcaklığın farklı değerlerde olmasıdır (Podlesova, 1970).

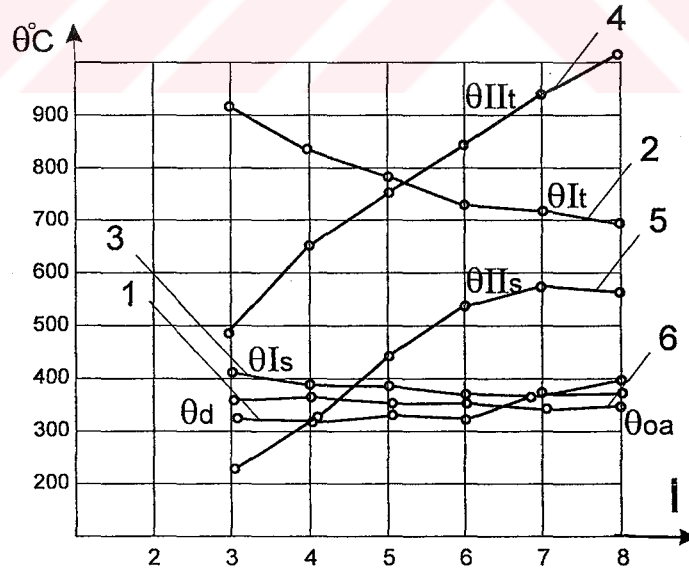


(A)

(B)

(C)

Şekil 3.36 : Birinci pasoda A) orta pasoların birinde B) sonuncu pasolarda C) profil şeması ile vida açmada kaldırılmış talaşın kesit alanı resimleri



Şekil 3.37 : Paso sayısı i 'ye göre talaş kaldırma yöntemi ile vida açmada vida takımının yan yüzeylerinde (I) ve ucunda (II) analitik modelleme yöntemi ile elde edilen sıcaklık değerlerinin, doğal termokupl yöntemi ile elde edilmiş ortalama sıcaklık değerleri ile karşılaştırılması (Podlesova, 1970).

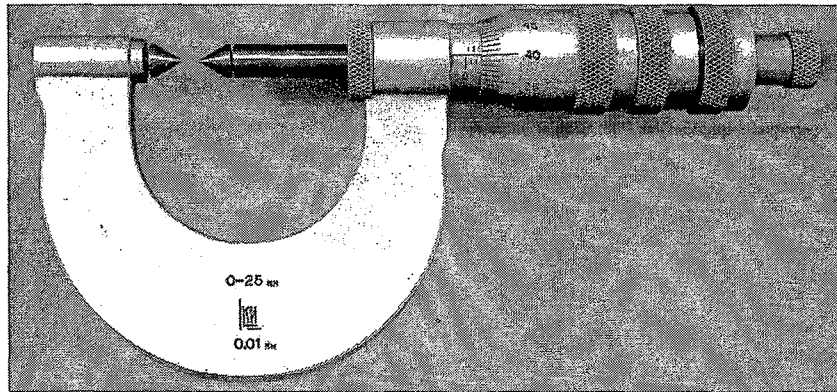
K_L veya K_a 'nın tartma yöntemi ile de belirlenmesi de kesit alanının farklı kalınlıklara sahip olması sebebi ile mümkün değildir. Bu yöntem genellikle değişmeyen kesit alanına sahip talaşlar için kullanılabilir. Bu nedenlerle talaşın sıkışma katsayısını vida açmada yalnız talaşın kalınlığını ölçme yöntemi ile belirlemek mümkündür. Bu yöntem vida profilinin hem yan yüzlerinden hem de dış dibinden kaldırılan talaşın ayrı ayrı olarak sıkışma katsayısını belirlemeye imkân vermektedir. Sıkışma katsayısı vida profilinin yan yüzlerinden kaldırılan talaş için,

$$K_{ay} = \frac{a_{1y}}{a_y} \quad (3.10)$$

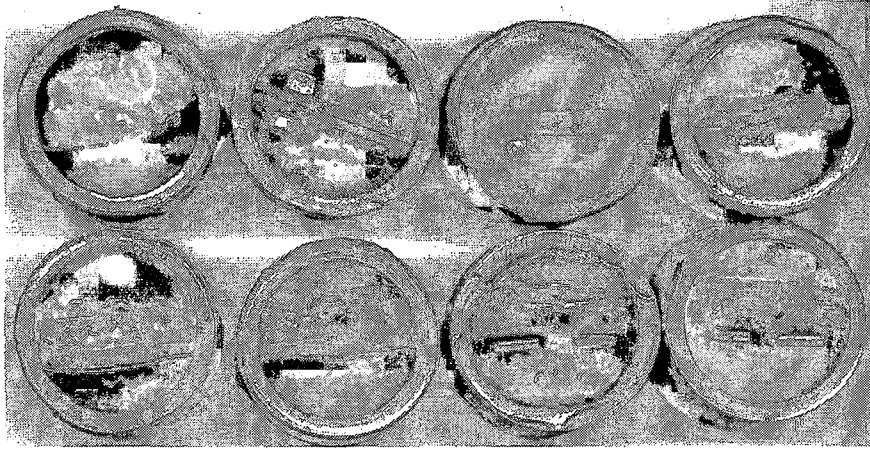
dış dibinden kaldırılan talaş için,

$$K_{ad} = \frac{a_{1d}}{a_d} \quad (3.11)$$

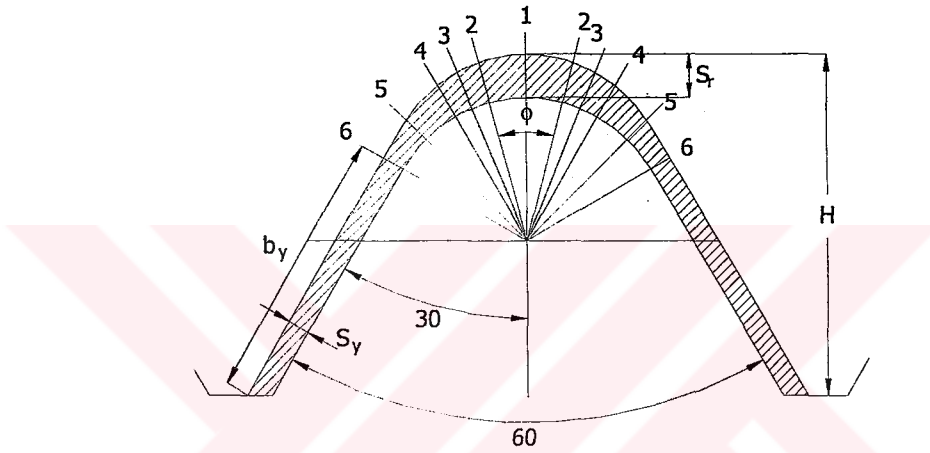
olarak belirlenmiştir. Deneyler sırasında kaldırılan talaşın kalınlığının yüksek hassaslıkla belirlenmesi için tezgâhın rijitliği de göz önüne alınarak verilmiş radyal ilerleme özel vida mikrometresi ile kontrol edilmiştir (Şekil 3,38). Kaldırılan talaşın kalınlığı özel kalıplarda mekanik ve kimyasal yöntemlerle tespit edilmiş talaş kesit numuneleri kullanılarak belirlenmiştir (Şekil 3.39). Talaşın kalınlığı mikroskopla aşağıdaki Şekil 3.40'ta verilmiş şema ile 0,01 mm hassasiyetle ölçülmüştür.



Şekil 3.38 : Her pasodan sonra vida diş dibi çapının ölçüldüğü vida mikrometresi



Şekil 3.39 : Vida talaş kesiti numuneleri kalıplarının görünüşü



Şekil 3.40 : Vida talaşı kalınlığının diş dibinde ve yanaklarda ölçümü

3.3. Deney Planı ve Prosedürü

Talaş kaldırma ile vida açmada imal faktörlerinin vidalı elemanların yorulma dayanımına etkisinin incelendiği bu çalışmada bir dizi talaş kaldırma ve yorulma deneylerinin yapılması planlanmıştır. Bu deneylerin amacı öncelikle imal faktörlerinin yorulma dayanımına etkilerinin belirlenmesi, vida diş dibinin şekillenmesine harcanan kuvvetin hesaplanması, buradan enerjinin hesabı ve bu enerji ile elemanların yorulma dayanımı arasındaki ilişkinin kurulmasıdır. Silindirik ve çentikli numunelerle yapılan yorulma deneylerinin amacı ise yorulma çentik katsayısını elde etmek ve literatürde verilen yorulma çentik katsayısı formüllerinin (kullanılan malzeme takım çifti için) uygunluğunu tespit etmektir. Ayrıca çentiğin vidayı ne kadar yansıttığını araştırmaktır. Bu amaçla aşağıdaki deneysel çalışma planı ve prosedürü hazırlanmıştır.

3.3.1. Talaş kaldırma deney planı

Tez çalışmasında planlanan talaş kaldırma deneyleri vida keserken seçilen imal faktörlerinde kesme kuvvetlerinin ve talaş sıkışma katsayısının ölçümü deneylerinden oluşmaktadır. Bu deneylerden elde edilen sonuçlar kesme enerjisinin hesaplanmasında kullanılmıştır.

Talaş kaldırma deneylerinin amacı yorulma deneylerinde kullanılan imal faktörlerinde vida dış dibini şekillendirmeye harcanan kuvvet ve enerjinin hesaplanabilmesi için gerekli deneysel veriyi sağlamak ve hesaplamalar sonucunda elde edilen kesme kuvveti değerlerinin gerçeğe ne kadar yakın olduğu hakkında fikir sahibi olmaktır. Talaş kaldırma deneylerinde grafiklerde elde edilen bir nokta en az üç deneyin ortalaması alınarak elde edilmiştir. Talaş kaldırma ile ilgili aşağıdaki deneyler planlanmıştır.

- 1 Tam profilli ve tam yükseklikli ($H=1,6$ mm) vida açmada dış yüksekliği H ile kesme kuvvetlerinin $S_r=0,1$ mm radyal ilerleme değeri ile 1-16 paso boyunca kesme kuvveti değişiminin deneysel olarak belirlenmesi. Bu deneyin amacı vidada kesme kuvveti bileşeni P_z 'nin belirlenmesi ve bu sonucun Kistler marka dinamometre ile elde edilmiş sonuçla karşılaştırılarak dinamometrenin test edilmesidir.
- 2 $V=88$ m/dk'da tam dış profilli vida açmada vida dış dibi ve yan yüzeylerinde talaş sıkışma katsayısı K_a 'nın belirlenmesi deneyi. Bu deneyin amacı $V=88$ m/dk'da açılan tam profilli ve yükseklikli vidada kesme kuvvetlerinin hesaplanması için gerekli deneysel datanın sağlanmasıdır.
- 3 $V=44$ m/dk'da tam dış profilli vida açmada vida dış dibi ve yan yüzeylerinde talaş sıkışma katsayısı K_a 'nın belirlenmesi deneyi. Bu deneyin amacı $V=44$ m/dk'da açılan tam profilli ve yükseklikli vidada kesme kuvvetlerinin hesaplanması için gerekli deneysel verilerin sağlanmasıdır.
- 4 Takımın sadece ucu ile ($h=0,25$ mm) $S_r=0,1; 0,05; 0,025$ değerlerinde talaş sıkışma katsayısının belirlenmesi. Bu deneyin amacı tam profilli vida açmada vida yan yüzlerinin dış dibine etkisinin açıklanmasıdır.

- 5 Tam profilli vida açmada dış yüksekliğine bağlı olarak vida talaşının dış dibindeki talaş sıkışma katsayısının belirlenmesi. Bu deneyin amacı vida açmada dış yüksekliğinin artması ile sıkışma katsayısının büyümesi ile talaş kaldırma ortamının nasıl etkilendiğini belirlemektir.
- 6 Takımın serbest yüzeyinde aşınma 0,3 mm için kesme kuvvetlerinin deneysel belirlenmesi. Bu deneyin amacı serbest yüzeydeki 0,3 mm aşınmanın kesme kuvvetlerine etkisi hakkında fikir sahibi olmaktır.
- 7 Takımın serbest yüzeyinde aşınma 0,6 mm için kesme kuvvetlerinin deneysel belirlenmesi. Bu deneyin amacı serbest yüzeydeki 0,6 mm aşınmanın kesme kuvvetlerine etkisi hakkında fikir sahibi olmaktır.
- 8 Takımın serbest yüzeyinde 0,3 mm aşınma durumunda K_a 'nın deneysel belirlenmesi. Bu deneyin amacı serbest yüzeydeki 0,3 mm aşınmanın K_a 'ya etkisi hakkında fikir sahibi olmaktır.
- 9 Takımın serbest yüzeyinde 0,6 mm aşınma durumunda K_a 'nın deneysel belirlenmesi. Bu deneyin amacı serbest yüzeydeki 0,6 mm aşınmanın K_a 'ya etkisi hakkında fikir sahibi olmaktır.
- 10 Kesme kuvvetlerine kesme hızının etkisinin belirlenmesi. Bu deneyin amacı Kesme hızının kullanılan malzeme takım çifti için kesme kuvvetlerine etkisinin ne ölçüde olduğu hakkında fikir sahibi olmaktır.
- 11 Tam profilli ve yükseklikli vida açmada sonuncu pasoda $S_r=0,1; 0,05; 0,025$ mm radyal ilerleme değerlerinde kesme kuvvetlerinin deneysel olarak belirlenmesi. Bu deneyin amacı hesaplamaların deneysel değerlere ne ölçüde yaklaştığını görmektir.

3.3.2. Yorulma deney planı

Yorulma deneylerinin amacı daha önce belirlenmiş imal faktörlerinde işlenmiş silindirik, vida dış formuna sahip çentikli, ve vidalı numunelerin $N_s=2.10^6$ devir için sürekli mukavemet sınırının belirlenmesidir. ISO, BS ve ASTM (STP- 91,04-566000- 30) standartlarında belirtilen şartlarda işlenmiş silindirik, çentikli ve vidalı

numunelerle aşağıda belirlenen imal şartlarında üretilmiş numunelerin yorulma deneylerinin yapılması planlanmıştır.

- 1 ISO, BS ve ASTM standartlarında belirtilen şartlarda işlenmiş silindirik numunelerin yorulma deneylerinin yapılması. Bu deneyin amacı yorulma deneylerinde elde edilen sonuçların yorulma çentik katsayısının belirlenmesinde kullanılacak silindirik düzlem numunenin yorulma dayanımının belirlenmesidir. Ayrıca tasarımı, üretimi ve kalibrasyonu yapılan yorulma test makinasının verdiği sonucun literatürdeki sonuçlarla karşılaştırılmasıdır.
- 2 ISO, BS ve ASTM standartlarında belirtilen şartlarda işlenmiş vida diş formuna sahip çentikli numunelerin yorulma deneylerinin yapılması. Bu deneyin amacı vidalı numunelerle karşılaştırmak için vida diş formuna sahip numunelerin yorulma çentik katsayısını belirlemektir.
- 3 Profil kesme şemasında $V=88$ m/dk, $S_r=0,1$ kesme sıvısı (%10 bor yağı), keskin takım şartlarında işlenmiş vidalı yorulma numunelerinin sürekli mukavemet sınırının belirlenmesi. Bu deneyin amacı bu imal faktörlerde üretilen numunelerin yorulma dayanımının bulunmasıdır.
- 4 Profil kesme şemasında $V=88$ m/dk, $S_r=0,05$ kesme sıvısı (%10 bor yağı), keskin takım şartlarında işlenmiş vidalı yorulma numunelerinin sürekli mukavemet sınırının belirlenmesi. Bu deneyin amacı S_r radyal ilerlemenin vidalı numunelerin yorulma dayanımına etkisinin belirlenmesidir.
- 5 Profil kesme şemasında $V=44$ m/dk, $S_r=0,1$ kesme sıvısı (%10 bor yağı), keskin takım şartlarında işlenmiş vidalı yorulma numunelerinin sürekli mukavemet sınırının belirlenmesi. Bu deneyin amacı kesme hızının üretilen vidalı numunelerin yorulma dayanımına etkisinin belirlenmesidir.
- 6 Profil kesme şemasında $V=88$ m/dk, $S_r=0,1$ kesme sıvısı (%10 bor yağı), takımın serbest yüzeyindeki aşınma 0,3 mm şartlarında işlenmiş vidalı yorulma numunelerinin sürekli mukavemet sınırının belirlenmesi. Bu deneyin amacı 0,3 mm aşınmanın üretilen vidalı numunelerin yorulma dayanımına etkisinin belirlenmesidir.

- 7 Profil kesme şemasında $V=88$ m/dk, $S_r=0,1$ kesme sıvısı (%10 bor yağı), serbest yüzeyindeki aşınma 0,6mm şartlarında işlenmiş vidalı yorulma numunelerinin sürekli mukavemet sınırının belirlenmesi. Bu deneyin amacı 0,6 mm takım aşınmasının üretilen vidalı numunelerin yorulma dayanımına etkisinin belirlenmesidir
- 8 Radyal artırıklı kesme şemasında $V=88$ m/dk, $S_r=0,1$ kesme sıvısı (%10 bor yağı), keskin takım şartlarında işlenmiş vidalı yorulma numunelerinin sürekli mukavemet sınırının belirlenmesi. Bu deneyin amacı bütün imal faktörleri aynı kalmak şartı ile kesme şemasındaki değişimin yorulma dayanımına etkisinin belirlenmesidir.



4. TALAŞ KALDIRMA İLE VİDA AÇMADA KESME KUVVETLERİ VE ENERJİSİ

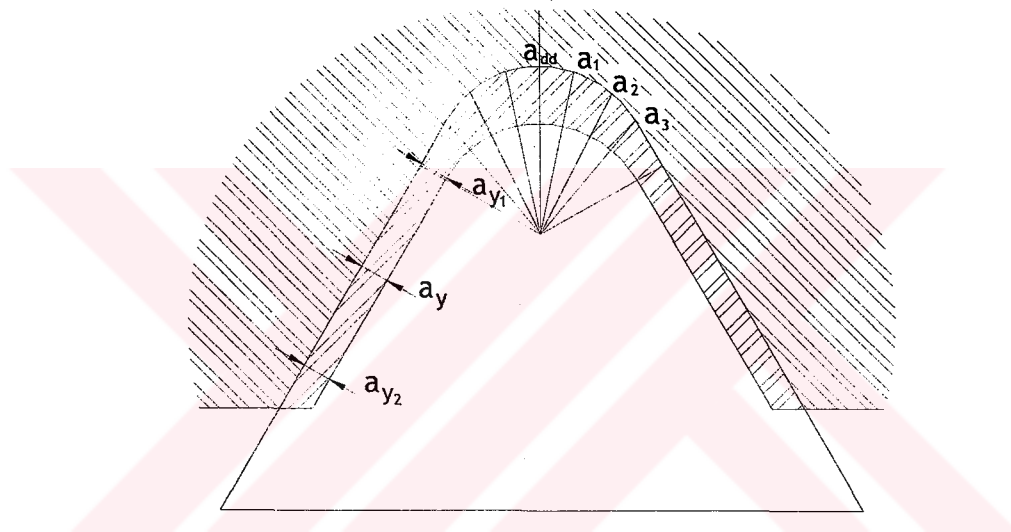
Bu bölümde talaş kaldırma ile vida açmada vida dış dibinde imal faktörlerinden olan takımın serbest açısının ve talaş açısının nasıl değiştiği araştırılmıştır. Takımın geometrisi dikkate alınarak vida takımının yuvarlak uç kısmının vida yanaklarının başlangıç noktasına kadar serbest açının ve talaş açısının değişimi bazı basitleştirmeler yaparak hesaplanmıştır. Talaş kaldırma ile vida açma ortamının açıklanması amacı ile vida dış dibinde kayma açısının dış yüksekliğine bağlı olarak değişimi belirlenmiştir. Bundan sonra vidada kesme kuvvetlerinin, talaş sıkışma katsayısının dış yüksekliğine göre değişimi incelenmiştir. Takım aşınmasının ve radyal ilerlemenin kesme kuvvetine ve talaş sıkışma katsayısına etkisi incelenmiş; son olarak, yorulma deneylerinde test edilen imal parametreleri kombinasyonlarında vida dış dibinde kesme kuvvetleri (P_z bileşenleri) ve buna bağlı olarak talaşın oluşmasına harcanan enerji hesaplanmıştır.

4.1. Vida Profilinden Kaldırılan Talaşın Kesit Alanlarının ve Takım Geometrisinin Analizi

Torna vida kalemi ile üçgen profilli hassas vidaların talaş kaldırma ile açılması talaşın oluşma mekanizması açısından karmaşık ve kararsız bir süreçtir. Bunun bir dizi nedenleri vardır. Bunlardan en önemlileri, vida profilinden kaldırılan talaşın tüm profil boyunca farklı kesit kalınlıklarına ve geometriye sahip olmasıdır. Bunların yanında vida takımının statik durumdaki açılarını kinematik ortamdaki açılardan ve ana hareket vektörleri yönlerinin, silindirik ve prizmatik biçimli parçaların üç boyutlu kesmedeki ana hareket vektörleri yönlerinden farklı olmasıdır. Böyle bir ortam talaş kaldırma ile vida açmada talaşın oluşma mekanizmasının değerlendirilmesini ve daha basit ortamlarda kaldırılan tabaka kalınlığının (a) ve takım geometrisini (α , γ , γ_f , ϕ , ϕ_1) ortogonal kesmedeki etkilerinin kıyaslanmasını zorlaştırmaktadır. Bu nedenle vida açma koşullarının araştırılmasında ilgili

parametrelerinin (a , α , γ , γ_f , ϕ , ϕ_1) değişme sınırlarının belirlenmesi ve vida profili boyunca hangi kesit alanlarında veya vida profilinin hangi kısımlarında daha kararlı bir sürecin oluştunun belirlenebilmesi talaş kaldırma sistemi açısından önemlidir.

Hassas vidaları, vida kalemi ile açmak için vida açılan parçaya V kesme hızına uygun dönme hareketi, takıma ise açılan vidanın s hatvesine uygun f ilerleme hareketi verilir (Şekil 2.10). Bu dönme ve ilerleme hareketleri kesme şemasına uygun olarak bir paso bittikten sonra takım geriye alınarak başlangıç noktasına geldikten sonra kaldırılan tabakanın kalınlığı a kadar, profil şemasına göre radyal ilerleme hareketi S_r verilir. $S_r=a$ olması, yalnız vida dış dibinde olabilir (Şekil 4.1). Profil açısı 60° olan vidalar için $a_y = S_r / 2 = a_d / 2$ olur.



Şekil 4.1 : Kaldırılan vida talaşının kesit alanının vida profili boyunca değişimi

Görüldüğü gibi yan yüzeylerde kaldırılan talaşın tüm kesitlerinde kalınlığı aynı olsa da vida dış dibi belirli yarıçapta yuvarlak hatlı olduğundan farklı kesitlerde farklı kalınlık değerleri almaktadır. Vida dış dibinin farklı kesitlerdeki talaş kalınlığı

$$a_d = S_r \cos(\phi/2) \quad (4.1)$$

olmaktadır. Yan yüzeylerde (yanaklarda) ise yüzey boyunca kesit kalınlığı sabit kalmaktadır. Bu yüzeylerden talaş kaldırmayı ortogonal kesme gibi modelleyerek açıklamalar yapmak mümkündür. Vidanın dış dibinden kaldırılan talaşa ise farklı yüzeylerden kaldırılan talaş gibi bakmak mümkündür. Bu nedenle vida dış dibinden talaş kaldırma üç boyutlu kesme olarak değerlendirilmektedir. Yüzeyin şekillenmesinde serbest açı önemlidir. Vida takımının profili boyunca serbest açının

da değişmesi vida diş dibi yüzeyinin oluşmasını etkilemektedir. Aynı şekilde talaş açısı da takım ucundaki negatif pahtan dolayı profil boyunca değişmektedir. Talaş açısının değişmesi vida diş dibi profilinin farklı kesitlerinde farklı miktarda plastik deformasyonunun oluştuğunu göstermektedir. Bütün bunlar dikkate alınarak 60° profil açılı vida takımında, takımın ucunu oluşturan 0,508 mm yarıçaplı dairesel takım ucu profili boyunca takımın orta noktasından yan yüzeylerin başlangıcına kadar talaş açısı ve serbest açının değişimi hesaplanmıştır.

4.1.1. Vida takımının negatif pahlı uç radyusu profili boyunca talaş açısının değişimi

Vida takımının uç kısmına 0,5-0,7 mm uzunluğunda negatif talaş açısı oluşturmak amacı ile pah kırılmaktadır. Negatif talaş açısının amacı vida takımının uç kısmının dayanımını artırmaktır. Kırılan pah takımın uç kısmında ve profilin tam orta noktasında -10°'dir. Uç kısımdan vida yanaklarına doğru kaydıkça pah açısı değişmektedir. ϕ açısı 120° olduğunda vida yanakları başlamaktadır ve negatif pahtan dolayı vida uç profili boyunca talaş açısının değişimi bu noktada sabitlenmekte ve vida yan yüzeylerinde bu değer sabit kalmaktadır.

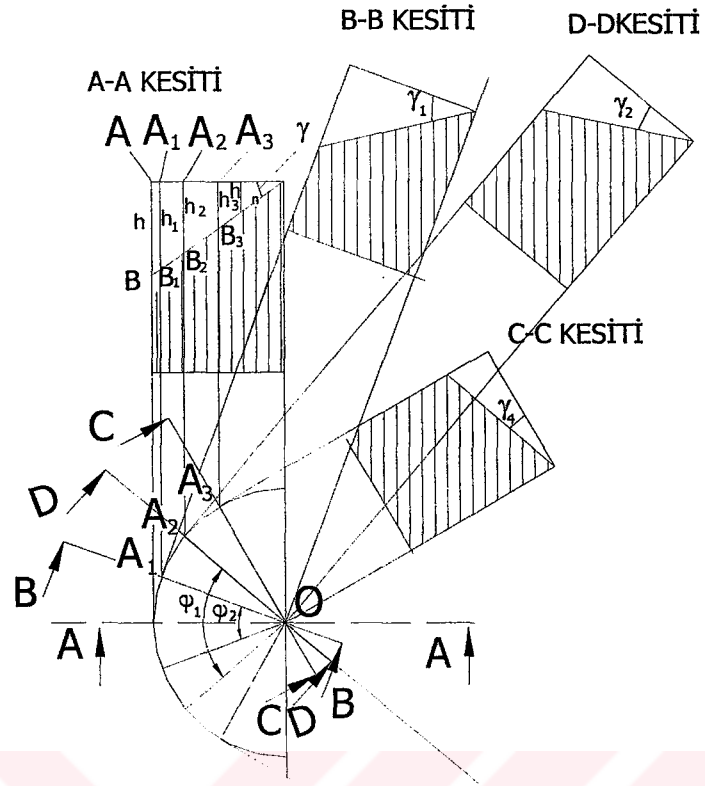
şekil 4.2'den görüldüğü gibi talaş açısı takım ucuna verilen negatif pahtan dolayı takımın ucunda A noktasında maksimum değerini alarak radyus boyunca sağa ve sola doğru küçülmektedir. Negatif pahın oluşturduğu talaş açısı A noktasında

$$\text{Tany} = \frac{h}{\text{OA}} \quad (4.2)$$

olarak hesaplanır. Burada OA uzunluğu aynı zamanda takımın uç yarıçapı redir . Bu durumda

$$h = r\text{Tany} \quad (4.3)$$

olur.



Şekil 4.2 : Vida profili boyunca talaş açısının değişimi

Şekle dikkat edilirse A_1 noktasında negatif pahın oluşturduğu talaş açısının

$$\tan \gamma_1 = \frac{h_1}{OA_1} \quad (4.4)$$

olduğu görülür. A_1 noktasının takımın merkezinden ve ucunun ortasından geçen çizgi (OA) üzerindeki izdüşümünün merkez noktası O'ya uzaklığı $r \cos \varphi$ 'dir. Bu durumda

$$h_1 = r \tan \gamma \cos \varphi \quad (4.5)$$

olur. Takımın orta noktasından geçen eksenden O noktasından φ açısı ile ayrılan doğru üzerinde A_1 noktasındaki talaş açısı

$$\tan \gamma_1 = \frac{h_1}{r} = \frac{r \tan \gamma \cos \varphi}{r} = \tan \gamma \cos \varphi \quad (4.6)$$

olur. Böylelikle

$$\gamma_1 = \text{ArcTan}(\tan \gamma \cdot \cos \varphi) \quad (4.7)$$

olarak elde edilir. Burada talaş açısı γ sabittir (Uç noktadaki talaş açısı). Profil boyunca değişen açı φ açısıdır (γ_i 'lerin hesaplanmak istendiği açı). Profil boyunca φ açısına göre talaş açısının değişimini veren ifade genelleştirilirse,

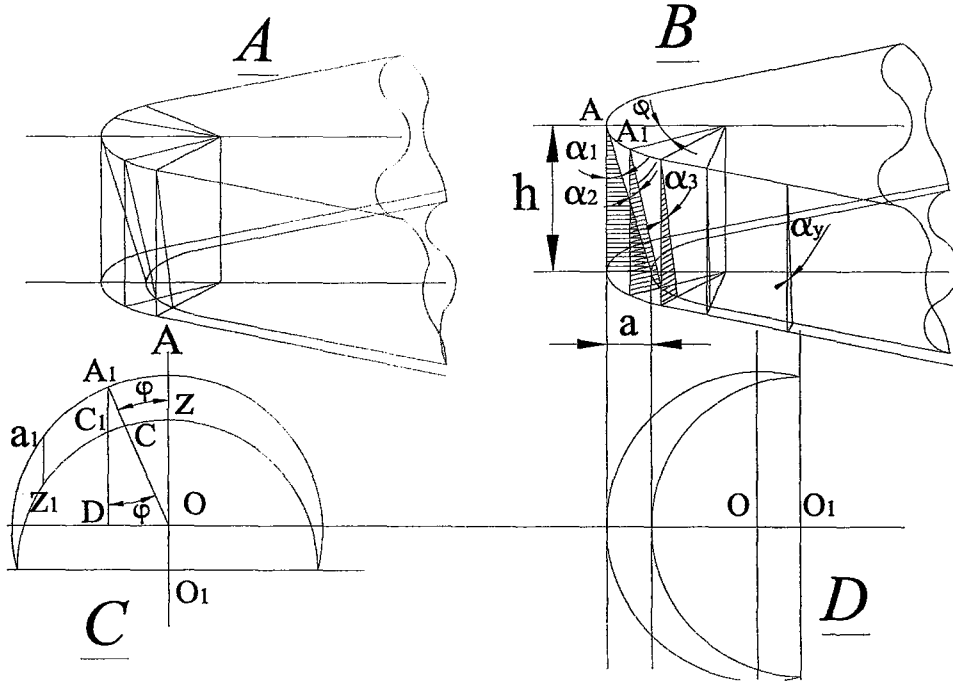
$$\gamma_i = \text{ArcTan}(\text{Tan}\gamma\text{Cos}\varphi_i) \quad (4.8)$$

ifadesine dönüştür. Bu ifade kullanılarak takımın uç profili boyunca negatif pahtan dolayı talaş açısının değişimi hesaplanmış ve Tablo 4.1'de verilmiştir.

4.1.2. Vida takımının uç radyusu profili boyunca serbest açının değişimi

Takımın uç profili boyunca serbest açının değişimi bazı basitleştirmeler ile aşağıdaki gibi hesaplanabilir. Takıma Şekil 4.3'de gösterildiği gibi yarı silindir gibi bakılabilir. Bu silindirin tabanı üst yüzeyine göre serbest açı değeri kadar yerini değiştirmiştir. Bu durumda talaş açısı serbest açının değerine etki yapmamaktadır.

Şekil 4.3 A ve B'de serbest açının takım ucu profili boyunca φ açısının değişimi ile α_1 , α_2 ve α_3 olarak nasıl değiştiği ve vida yan yüzeylerinde sabit kaldığı görülmektedir. Serbest açının uç profili boyunca nasıl değiştiğini hesaplamak için Şekil 4.3 C göz önüne alındığında merkezden geçen OA doğrusu ile φ açısı yapan OA_1 doğrusunun A_1 noktasında uç profili üzerindeki noktada takım serbest açısı α_1 iken AO ve A_1D paralel olduklarından A_1O ve AD doğruları arasındaki açı da φ olur. Takım ucu silindirik olduğuna ve bu silindirin alt kenarının serbest açı kadar üst yüzeyinden içerde olduğuna göre, profil üzerindeki bütün noktaların OO_1 doğrultusundaki kayma miktarları eşit olur.



Şekil 4.3 : Vida takımının profili boyunca takımın serbest açısının değişimi.

Bu durumda

$$a_1 Z_1 = A_1 C_1 = A Z = a \quad (4.9)$$

olduğu görülür. $A_1 C_1 C$ üçgeninde $C_1 C$ 'in daire yayı olduğu görülmektedir. Bazı basitleştirmelerle $C_1 C$ yayının doğru olduğu ve $A_1 O$ 'ya C noktasında dik olduğu kabul edilebilir. O zaman $A_1 C_1 C$ üçgeninde $A_1 C$ serbest açının hesaplanmak istenen A_1 noktasındaki a_1 uzunluğu olur ve

$$a_1 = A_1 C_1 \tan \varphi \quad (4.10)$$

olduğu görülür. $A_1 C_1 = a$ olduğuna göre,

$$a_1 = a \cos \varphi \quad (4.11)$$

olarak hesaplanır. Serbest açı takım uç profilinin orta noktasında (A noktasında) maksimum değerini aldığı ve

$$\tan \alpha = \frac{a}{h} \quad (4.12)$$

olduğuna göre A_1 noktasındaki serbest açı,

$$\text{Tan}\alpha_1 = \frac{a_1}{h} \quad (4.13)$$

olur. Bu durumda, a_1 ' in hesaplanan değeri yerine konulursa

$$\text{Tan}\alpha_1 = \frac{a\text{Cos}\varphi}{h} \quad (4.14)$$

elde edilir. (4.12) ifadesinden ise a 'nın $h\text{Tan}\alpha$ değerine eşit olduğu görülmektedir. Bu değer (4.13) ifadesinde yerine konulursa,

$$\text{Tan}\alpha_1 = \frac{h\text{Tan}\alpha\text{Cos}\varphi}{h} = \text{Tan}\alpha\text{Cos}\varphi \quad (4.15)$$

olur. Buradan α_1 açısı

$$\alpha_1 = \text{ArcTan}(\text{Tan}\alpha\text{Cos}\varphi) \quad (4.16)$$

olarak belirlenir. Takımın uç profili boyunca φ_i açısının değişimi ile α_i 'nin profil boyunca değişiminin belirlenmesi için ifade genelleştirilir ise

$$\alpha_i = \text{ArcTan}(\text{Tan}\alpha\text{Cos}\varphi_i) \quad (4.17)$$

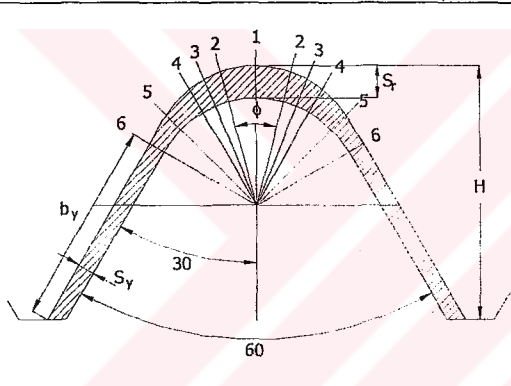
ifadesi elde edilir. Bu ifade ile hesaplanan değerler Tablo 4.1'de verilmiştir.

Sonuç olarak talaş kaldırma ile vida açmada vida diş dibinden kaldırılan talaş kalınlığının, talaş açısının ve serbest açının vida takımının 0,508 mm radyuslu yuvarlak profili boyunca takımın uç noktasından başlayarak sağa ve sola doğru vida yanaklarının başlangıç noktalarına kadar değişimi hesaplanmış ve Tablo 4.1'de verilmiştir.

Tablodan görüldüğü gibi takıma verilen radyal ilerleme değeri takım ucunda ancak verilen radyal ilerleme değerine eşittir. Uçtan sağa ve sola doğru ilerledikçe kaldırılan talaşın kalınlığı azalmakta ve vida yanaklarının başlangıcında takım ucundaki değer yarısına eşit olmaktadır. Aynı şekilde serbest açı ve talaş açısı takım ucunda azami değerlerini aldıktan sonra sağa ve sola doğru azalarak vida yanaklarının başlangıç noktasına kadar azalmaya devam etmektedir. Vida

yanaklarında talaş açısı negatif pahın bitmesinden dolayı sıfır değerini almakta, serbest açı ise vida yanaklarının başlangıç noktasında takım ucundaki değerinin yarısına kadar küçülmekte ve bu noktadan sonra yanaklar boyunca sabit kalmaktadır. Bu hesaplamalar göstermektedir ki vida profilinden dış dibinde talaş kaldırma geometrisi çok karmaşıktır ve hesaplanan parametreler serbest açı ve talaş açısı profil boyunca takım ucundan yanaklara kadar sürekli değişmektedir. Bu durum kesme olayının mekaniği açısından incelenmesini güçleştirmektedir. Literatürdeki bilgiler ışığında vida takımında profil boyunca talaş açısının değişimi dikkate alındığında artık gerilmelerin de bundan etkileneceği görülmektedir. Aynı zamanda plastik şekil değişimine harcanan birim enerji de takım uç profili boyunca değişecektir. Bütün bunlar vida yüzey şekillenmesini daha da karmaşık bir hale sokmaktadır.

Tablo 4.1: Vida dişinin çeşitli kesitlerinde kaldırılan tabakanın teorik kalınlığı ve kalemın aynı kesitlerde geometrik parametreleri .

	Takım ucu yarıçapının merkez açısı ϕ_1 derece	ϕ_1 açısına uygun kesitlerde takım ucunun kaldırdığı talaşın kalınlığı (Formül 4.1)	ϕ_1 açısına uygun kesitlerde takım ucundaki talaş açısı γ_{Pah} derece (Formül 4.8)	ϕ_1 açısına uygun kesitlerde takım ucunda serbest açı α_{oi} nin değerleri (Formül 4.17)	
Dış dibi imal edilirken esas düzleme paralel vida profilinden kaldırılan tabakanın kalınlığı ve takımın serbest açısı α ve talaş açısı γ	1	0°	1,0000. $(a_p - a_{p-1})$.	1,0000. γ_{Pah}	1,0000. α_o
	2	30°	0,9659. $(a_p - a_{p-1})$.	0,9666. γ_{Pah}	0,9666. α_o
	3	45°	0,9239. $(a_p - a_{p-1})$.	0,9252. γ_{Pah}	0,9252. α_o
	4	60°	0,8660. $(a_p - a_{p-1})$.	0,8682. γ_{Pah}	0,8682. α_o
	5	90°	0,7071. $(a_p - a_{p-1})$.	0,7107. γ_{Pah}	0,7107. α_o
	6	120°	0,5. $(a_p - a_{p-1})$.	0,5038. γ_{Pah}	0,5038. α_o
Vidanın dişinin yan yüzleri imal edilirken esas düzleme paralel vida profilinden kaldırılan tabakanın kalınlığı ve takımın serbest açısı α ve talaş açısı γ	Yan yüzün uzunluğu boyunca	0,5. $(a_p - a_{p-1})$.	0°. γ_{Pah}	0,5. α_o	

4.1.3. Vida açmada diş yüksekliğine ile kayma açısının değişimi

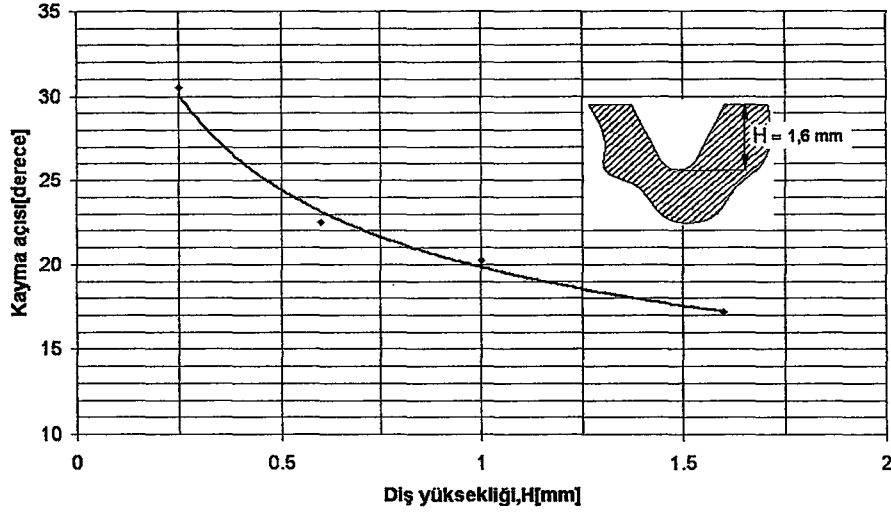
Talaş kaldırmada kayma açısının belirlenmesi kayma düzleminde harcanan enerjinin yorumlanması için önemli bir adımdır. Parça geometrisi karmaşıklaştıkça kayma açısının belirlenmesi de daha karmaşık bir durum alır. Talaş kaldırma sırasında

talaşın oluşma mekanizmasını en fazla nitelendiren parametrelerden biri olan kayma açısı ϕ 'nin değerinin belirlenmesi, talaşın oluşma mekanizmasının, yüzeyin oluşumunun anlaşılmasında, talaş kaldırma sırasında oluşan kesme sıcaklığı, kesme kuvvetleri ve talaş kaldırmaya harcanan enerjinin teorik yöntemlerle farklı modeller kullanarak hesaplaması için gereklidir. Kayma açısı ϕ 'nin değeri talaşın sıkışma katsayısı deneysel olarak belirlendikten sonra hesaplanabilir. **Zorev (1969)** modeline göre kesme kuvvetlerinin hesabında kayma açısı doğrudan kullanılmamakla beraber talaşın sıkışma katsayısı için de dolaylı olarak kullanılmaktadır.

$$\tan\phi = \frac{\cos\gamma}{K_a - \sin\gamma} \quad (4.18)$$

Bu çalışmada; talaş kaldırmada yorulma açısından diş dibinin şekillenmesi önemli olduğundan, vida açmada kayma açısı sadece diş dibinde belirlenmiştir. Talaş sıkışma katsayısı K_a ise deneysel olarak artan paso sayısı ile diş yüksekliği H 'a bağlı olarak bulunmuştur. Talaş sıkışma katsayısının diş dibinde vidanın diş yüksekliğinin artmasıyla sabit kalmayıp, artan diş yüksekliği ile arttığı görülmüştür. Bulunan K_a sıkışma katsayıları kullanılarak vidanın diş dibinde diş yüksekliğinin artması ile kayma açısının değişimi hesaplanmıştır (Şekil 4.4). Burada dikkat edilmesi gereken nokta diş yüksekliğinin artması ile beraber 1 ve 16. pasolar arasında kaldırılan tabakanın kalınlığı artmamaktadır. Her pasoda kaldırılan tabakanın kalınlığı sabit kaldığı halde diş yüksekliğinin artması ile talaşın sıkışma katsayısı artmış, buna bağlı olarak ta kayma açısı düşmüştür.

Şekil 4.4'de görüldüğü gibi, vidanın diş yüksekliğinin artması ile vida diş dibindeki kayma açısı 30° 'den 17° 'ye kadar azalmıştır. Kayma açısının küçülmesi kayma düzleminin boyunun uzamasına sebep olmaktadır. Kayma düzlemi kalınlığı pratik hesaplamalarda kayma düzlemi boyunun 0,15-0,2'si alınmaktadır (**Altıntaş, 2000**). Kayma düzlemi boyunun artması plastik deformasyona harcanan enerjiyi artırmakta ve diş dibinde kesme verimini düşürmektedir. Bunun anlamı talaş kaldırmaya harcanan enerji plastik deformasyona harcanmaktadır. Bu da diş dibinin oluşumunu etkilemekte ve diş dibinde oluşan artık gerilmelerin ve pekleşmenin düz silindirik parçalara göre daha yüksek değerler almasına neden olmaktadır.



Şekil 4.4 : Vida diş yüksekliğinin artması ile kayma açısının değişimi

4.2. Vida Açmada Kesme Kuvvetleri

Bu bölümde yorulma deneylerinin imal koşulları ve imal faktörleri ile ilişkilerini belirlemek için talaş kaldırmada yüzeyden kaldırılan tabakanın talaşa dönüşmesine harcanan enerjiyi etkileyen en önemli talaş kaldırma faktörlerinden biri olan kesme kuvvetini ve talaşın sıkışma katsayısını ölçmek için yapılan deneyler sunulmuştur. Talaş kaldırma deneyleri yorulma numunelerinin işlendiği imal faktörlerinin ve koşullarının araştırılması ve yorulma deneylerinde kullanılan her bir imal faktörü kombinasyon grubu için yüzeyin şekillendirilmesine harcanan enerjinin belirlenmesi amacı ile yapılmıştır. Bu deneylerde yorulma deneylerinde elde edilecek sonuçların yorumlanmasında kullanılacak talaş kaldırma bilgileri elde edileceği için özellikle vidanın diş dibi üzerinde yoğunlaşmıştır. Tam profilli ve yükseklikli vida açmada deneysel olarak ölçülen kesme kuvvetlerinin tek parça halinde yanaklar ve diş dibi beraber kaldırılan toplam vida talaşına ait olduğu bellidir. Ölçülen kuvvetin ne kadarının vida diş dibine, ne kadarının yanaklara ait olduğu ise belli değildir. Tam profilli ve yükseklikli vida açmada vidanın diş dibinden kaldırılan talaşın kesme kuvvetlerine etkisini deneysel olarak ölçmek mümkün değildir. Sadece takım ucu ile takımın vida diş dibini oluşturan kısmı ile kaldırılan talaşın kesme kuvveti tam diş yüksekliğindeki kuvvete eşit değildir. Bu nedenle, tam yükseklikli ve profilli vida açmada toplam kuvvetin diş dibi kesitine gelen kısmı **Zorev'in (1969)** teklif ettiği modelle hesaplanması yoluna gidilmiştir. Bu modelin kullanılabilmesi için vida diş dibinde ve yan yüzeylerinde talaş sıkışma katsayıları istenilen kesme faktörleri için

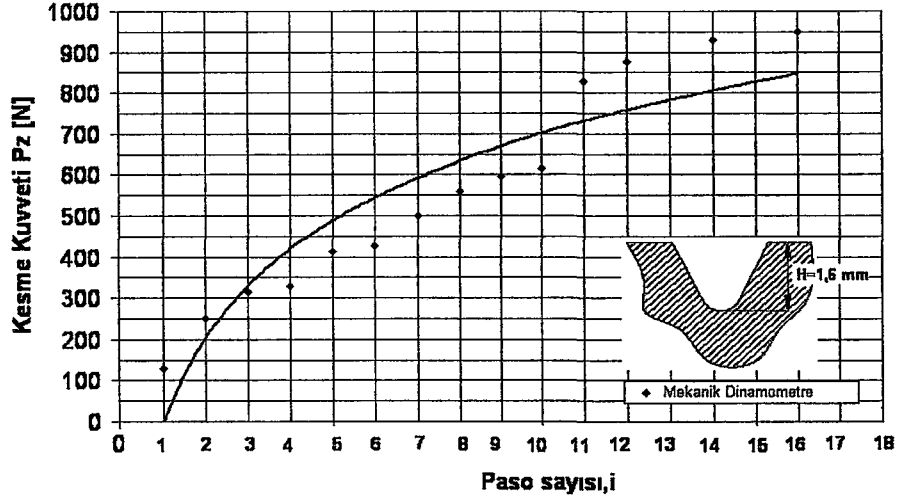
deneysel olarak bulunmuştur. Bu model keskin takım için önerilmiştir. Bu nedenle modelin aşınmış takım durumu için de ne derece geçerli olduğu araştırılmış, sıkışma katsayısı ve kesme kuvvetleri aşınmış takım için belirlenmiş, gerekli kesme kuvveti hesaplamaları yapılmış, hesaplanmış sonuçların deneysel sonuçlara yeteri kadar yakın olmadığı görülmüştür. Bundan dolayı kesme kuvvetlerindeki aşınmaya bağlı artışlar deneysel olarak ölçülmüştür.

Yorulma deneylerindeki bütün imal faktörü kombinasyonlarında vida diş dibini şekillendirmek için gerekli kesme kuvvetleri ve buna bağlı olarak talaş kaldırmaya harcanan enerji değerleri hesaplanmış ve imal ortamlarında harcanan enerji değerleri karşılaştırılmıştır.

Deneysel çalışmalarda ilk olarak tam profilli ve yükseklikli vida açmada $V=88$ m/dk'da, $S_r=0,1$ mm radyal ilerleme değeri için kesme kuvvetleri 1-16 paso arasında değişimi deneysel olarak ölçülmüş ve kesme kuvvetlerinin diş yüksekliği ile değişimi bulunmuştur. Deney sonuçları göstermiştir ki, vida profilinden kaldırılan talaşa uygulanan kesme kuvveti diş yüksekliğinin (paso sayısının) artması ile artmıştır. Bu artış normal görünmektedir, çünkü diş yüksekliği arttıkça kaldırılan talaşın toplam kesit alanı artmaktadır.

Şekil 4.5'den görüldüğü gibi $S_r=0,1$ mm radyal ilerleme değeri için kesme kuvvetinin z bileşeni P_z ilk pasoda $H=0,1$ mm'de 150 N'dan başlayarak 16. paso da $H=1,6$ mm'de P_z 950 N' olmuştur. İlk pasolarda kuvvetteki artış sonraki pasolara göre biraz daha fazla olmuştur. Bunun nedeni $H=0,25$ mm'ye kadar kesit alanındaki değişimin sonraki bölgelerdekenden fazla olmasıdır. 3. pasoya kadar kesit alanı diş dibi kısmını oluşturmaktadır. 3. pasodan sonra diş dibi kesit alanı sabit kalmakta artan diş yüksekliği ile sadece yan yüzeylerin alanı artmaktadır. 1. pasoda kaldırılan talaşın kesit alanı $0,0412$ mm² iken 2. pasoda $0,0717$ mm² ve 3. pasoda $0,0873$ mm² olmuştur. İlk iki pasoda bir öncekine göre alandaki artış %74 dür, üçüncü pasoda ise bu oran %21'e düşmüştür. Vida açmada talaş kesit alanlarının paso sayısına göre hesaplanması EK-C'de ayrıntılı olarak sunulmuştur. Alanın artmasındaki bu düşüş devam ederek son pasoda $H=1,6$ mm'de %3'e kadar azalmıştır. Bunun anlamı kesme kuvvetlerinde alan artışı ile meydana gelen yükselme diş yüksekliğinin artması ile azalmıştır. Diş yüksekliği arttıkça toplam vida talaşı için gerekli kesme kuvvetindeki artma giderek azalmıştır. Vida diş dibinde talaşın sıkışma katsayısının ölçümü

sonuçları ve de gerekse Zorev modeline göre vida talaşının diş dibi kesitindeki kesme kuvveti hesaplamaları da diş dibine gelen kesme kuvvetinin de buna uygun olarak değiştiğini göstermektedir (Şekil 4.8).



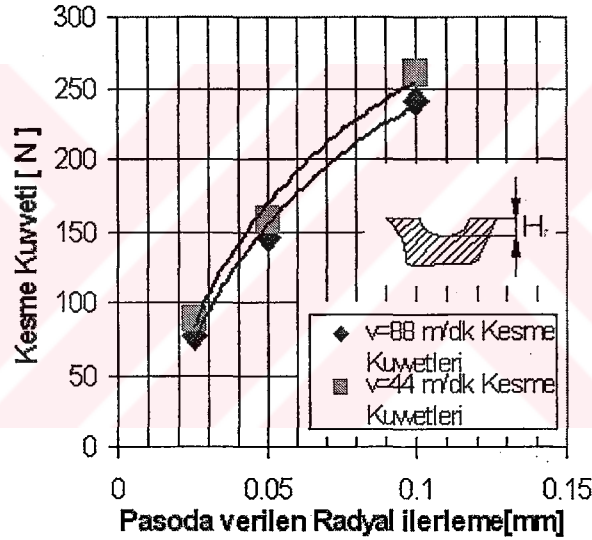
Şekil 4.5 : Vidada kaldırılan talaşın paso sayısı ile kesme kuvvetinin değişiminin deneysel ölçüm sonuçları ($V=88$ m/dk, $S_r=0,1$ mm, keskin takım, %10 bor yağı)

4.2.1. Kesme hızının ve radyal ilerlemenin kesme kuvvetine etkisi

Vida açmada kesme hızının kesme kuvvetine etkisi belirlendiği yorulma deneylerinde 2 farklı hız seviyesi 44 m/dk ve 88 m/dk kullanıldığından bu hızlarda kesme kuvvetleri iki hız seviyesi için ölçülmüştür. Ölçümler vidanın diş dibi kısmını şekillendiren takımın yuvarlak uçlu kısmı ile $H=0,25$ mm diş yüksekliğinde yapılmıştır. Bunun nedeni tam profilli ve yükseklikli vida açmada vidanın diş dibinden talaş kaldırmak için gerekli kuvvetin hesaplanacak olmasıdır. Buradaki deneyler hem kesme hızının kullanılan takım- malzeme çifti için kesme kuvveti üzerinde önemli bir etkisinin olup olmadığının test edilmesi; hem de hesaplamalarda elde edilen kuvvetlerin deneysel değerlere ne ölçüde yaklaştığının kontrolü amacı ile yapılmıştır. İki farklı hızda açılmış vidada $H=0,25$ mm diş yüksekliğinde vida diş dibini oluşturan takım ucu ile 3 farklı radyal ilerleme değeri için kesme kuvvetleri ile kesme hızı arasındaki etkileşim deneysel olarak ölçülmüş ve Şekil 4.6'da verilmiştir.

Bu deneylerde elde edilen sonuçlar vida diş dibinden yanakların etkisi olmadan kaldırılan talaş için elde edilmiş sonuçlardır. $S_r=0,025$ mm için bu alan $0,0216$ mm²; $S_r=0,05$ mm için $0,0424$ mm² ve $S_r=0,1$ mm için $0,810$ mm² 'dir. Görüldüğü gibi

kesit alanının artması ile kesme kuvveti de artmaktadır. Kesme hızının 44 m/dk'dan 88 m/dk'ya kadar artması kesme kuvvetinin önemsiz derecede azalmasına neden olmaktadır. Benzer sonuçlar başka araştırmacılar tarafından da tespit edilmiştir. (Bobrov, 1975; Zorev, 1969) Araştırılmış sınırlarda kesme hızının %100 yükselmesi kesme kuvvetlerinin %5-8 oranında azalmasına yol açmıştır. Radyal ilerlemenin 0,025'den 0,1 mm'ye kadar artması ise kesme kuvvetlerini 76 N'dan 242 N'a kadar artırmıştır. Aynı şekilde $V=44$ m/dk'da S_r 'nin 0,025 mm'den 0,1 mm'ye artması kesme kuvvetinin 88 N'dan 260 N'a yükselmesine neden olmuştur. S_r 'nin artması ile meydana gelen kuvvet artışı şüphesiz kesit alanındaki artış ile ilgilidir. Kesme hızının iki kat artması talaş kaldırmaya birim zamanda harcanan enerjiyi yaklaşık iki kat arttırmaktadır. Ancak kesme kuvvetlerinde oluşturduğu azalmanın enerjiye etkisi bunun yanında çok düşük kalmaktadır.

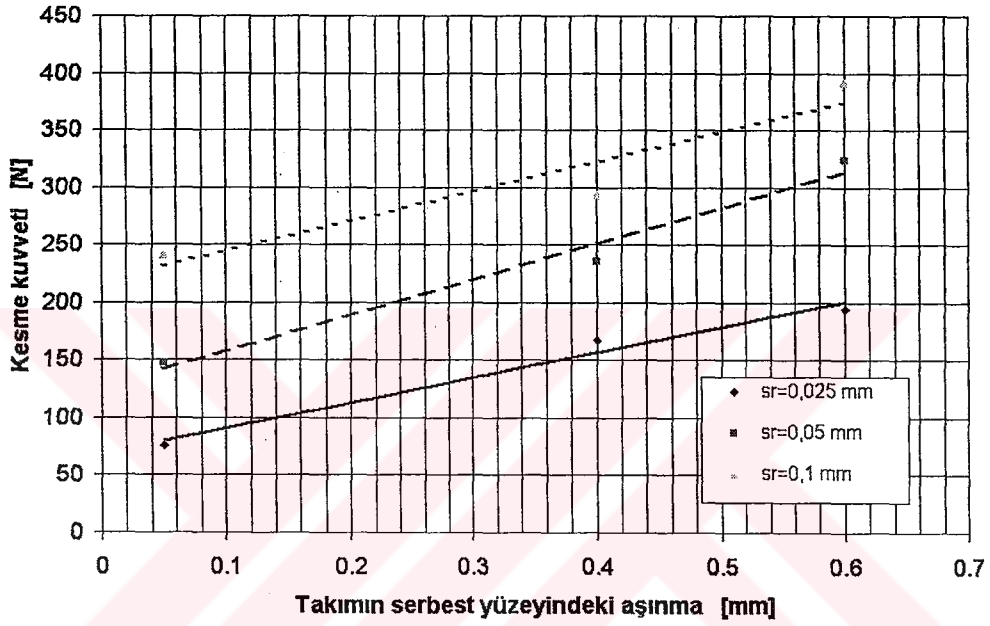


Şekil 4.6 : Deneysel belirlenmiş kesme hızının diş dibindeki kesme kuvvetlerine etkisi ($H=0,25$ mm)

4.2.2. Takım aşınmasının kesme kuvvetine etkisi

Takım aşınmasının kesme kuvvetlerine etkisini araştırma amaçlı deneyler vida diş dibini şekillendiren takım ucu ile $H=0,25$ mm diş yüksekliğinde yapılmış ve takım aşınmasının kesme kuvvetlerine etkisi 3 değişik radyal ilerleme değerinde ölçülmüştür (Şekli 4.7). Deneylerde keskin takımın aşınması 0,05 mm olarak alınmıştır. 0,3 mm takım aşınmasında $S_r=0,1$ mm için kesme kuvvetindeki artış %24 olmuştur. Buna göre takım aşınması 0,05 mm den 0,6 mm'ye kadar çıktığında kesme

kuvvetlerinin aşınma miktarının artmasıyla yaklaşık 1,5-2,5 kat arttığı görülmektedir. Takımın serbest yüzeyinde meydana gelen 0,6 mm'lik bir aşınma değeri $S_r=0,025$ mm; $S_r=0,05$ mm ve $S_r=0,1$ mm radyal ilerleme değerlerinde sırası ile %155, %123 ve %62 artış oluşturmuştur. Bu değerlerden görülmektedir ki radyal ilerlemenin artması aşınmanın kesme kuvvetlerinde oluşturduğu artışı azaltmıştır. İnce talaş kaldırmada aşınmadan dolayı kesme kuvveti artışı %155 olurken kalın talaşta bu artış %62 olmuştur. Takım aşınması ince talaş kesitlerinin kaldırılmasında daha fazla etkili olmuştur.



Şekil 4.7 : Deneyel belirlenmiş, $V= 88$ m/dk kesme hızında takım aşınmasının 3 farklı radyal ilerleme değeri için kesme kuvvetlerine etkisi ($H=0,25$ mm)

4.3. Vida Açmada Talaş Sıkışma Katsayısı

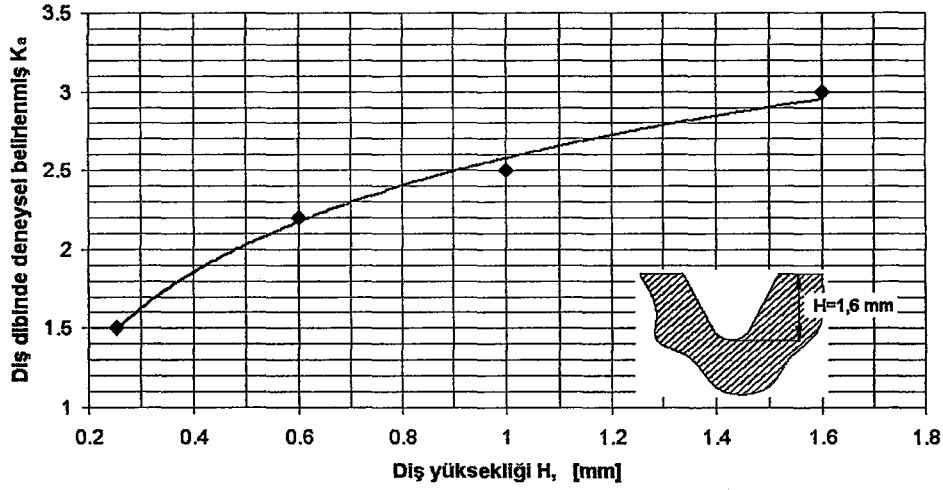
Sıkışma katsayısı talaş kaldırmada plastik deformasyona harcanan enerjinin bir göstergesidir ve onun artması şekil değişimine harcanan enerjinin artması anlamına gelir. Örneğin, Astakov'un (2004) yaptığı deneylerde AISI 52100 çelik için talaş sıkışma katsayısı %67 artarken talaş kaldırmaya harcanan enerji %89 artmıştır. Talaş kaldırmada şekil değişiminin mümkün olduğu kadar düşük olması buna harcanan enerjinin de düşük olması anlamına gelir. Bu durumda, enerjinin daha büyük bir kısmı talaşı yüzeyden koparıp kaldırmaya harcanacaktır. Diğer halde talaşın plastik deformasyona uğraması talaş kaldırmaya harcanan enerjiyi artırmakta, fakat buna bağlı olarak yüzeyden kaldırılan talaşın hacmini aynı oranda

artırmamaktadır. Bu nedenlerle talaş sıkışma katsayısı diş dibinde ve yanaklarda araştırılan parametrelerin her bir kombinasyonu için belirlenmiştir.

4.3.1. Diş dibindeki sıkışma katsayısının diş yüksekliği ile değişimi

Vida açmada talaş kaldırma ortamı ve yorulma dayanımı açısından vida diş dibindeki kesme kuvvetleri ve enerji incelendiğinden dolayı, öncelikle vida diş dibinde talaşın sıkışma katsayısının diş yüksekliğine bağlı olarak değişimi deneysel olarak araştırılmıştır. Deney sonuçlarının özetlendiği Şekil 4.8'den görülmektedir ki sıkışma katsayısı vida diş dibinde diş yüksekliğine bağlı olarak değişmektedir. $H=0,25$ mm diş yüksekliğinde sıkışma katsayısı 1,5 iken diş yüksekliği 1,6 mm'ye kadar çıktığında talaşın sıkışma katsayısı iki misli artarak 3'e ulaşmıştır. $H=0,25$ mm diş yüksekliğinde belirlenen sıkışma katsayısı sadece takım ucu radyusu kısmının oluşturduğu vida diş dibini şekillendiren takım ucu ile belirlenmiş sıkışma katsayısıdır. Bu noktada vida takımı vida yanaklarından talaş kaldırmaya henüz başlamamıştır. Bu noktadan sonraki pasolarda (3. paso ve sonraki pasolar) vida takımı artık diş yüksekliğinin artması ile vida yanaklarından da talaş kaldırmaya başlamıştır. Bu noktaya kadar talaşın diş dibi kesitinden kaldırılan kısmı vida yanakları olmadığından ve takımın iki yan ağzı boyunca genişleyebilme imkânına sahip olduğundan dolayı talaş sıkışma katsayısı sonraki pasolara göre düşük olmuştur. Kaldırılan 3. pasodan sonra vida kaleminin kaldırmaya başladığı vida yanaklarını oluşturan vida talaşı kısımları diş dibinden kaldırılan talaşı sınırlandırmış ve takımın iki kesme kenarı boyunca genişlemesini engellemişlerdir. Diş yüksekliğinin artması ile bu etki daha da armış ve diş dibinde talaşın sıkışma katsayısını $H=1,6$ mm de iki kat artarak 3'e çıkmasına neden olmuştur.

Bu durum göstermektedir ki vida diş yüksekliği arttıkça diş dibinde talaşın plastik deformasyonuna harcanan enerji artmaktadır ve diş dibinde talaş kaldırmanın verimi düşmektedir, çünkü diş dibinde talaş kaldırmaya harcanan enerjideki artış plastik deformasyona harcanmaktadır. Vida yanakları uzadıkça diş dibindeki talaşın sıkışma katsayısının yükselmesine neden olmaktadır.



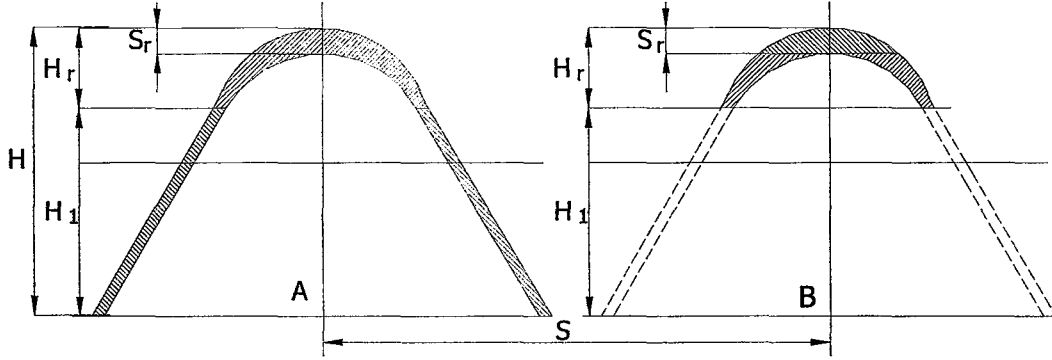
Şekil 4.8 : $V=88$ m/dk, $S_r=0,1$ mm'de açılan vidanın paso sayısının (diş yüksekliğinin) artması ile talaş sıkışma katsayısı K_a 'nın değişimi.

4.3.2. Radyal ilerlemenin vida diş dibindeki sıkışma katsayısına etkisi

Yorulma deneylerinde farklı radyal ilerleme değerleri kullanıldığından dolayı bu parametrenin talaşın sıkışma katsayısına etkisi de araştırılmıştır. Vida yanaklarının da farklı S_r değerlerinde diş dibindeki talaşın sıkışma katsayısına etkisini belirlemek amacı ile deneyler hem tam diş profili ve yüksekliğinde ($H=1,6$ mm'de) hem de sadece vida diş dibini oluşturan takım ucu ile ($H=0,25$ mm'de) gerçekleştirilmiştir. Deneylerde vida takımı uç kısmının ve tam profilin kaldırdığı talaşın kesitleri Şekil 4.9'da verilmiştir.

$H=1,6$ mm'de kaldırılan talaşın sıkışma katsayıları Şekil 4.9-A'daki şemada olmuştur. Bu şemada talaş istenilen radyal ilerleme değerlerinde kaldırılmış ve istenilen radyal ilerleme değerleri için diş dibinde yanakların etkisi altında oluşmuş sıkışma katsayısı radyal ilerleme değerine bağlı olarak belirlenmiştir. Aynı işlemler Şekil 4.9-B şeması için de yapılmış ve vida yanaklarının etkisi olmadan S_r 'nin diş dibindeki talaşın sıkışma katsayısına etkisi saptanmıştır. Deney sonuçlarının verildiği Şekil 4.10'dan görüldüğü gibi radyal ilerlemenin artması ile talaş sıkışma katsayısı azalmış, azalması ile ise artmıştır. Bu durum vida yanaklarının etkisi var ve yok iken de aynı şekilde gerçekleşmiştir. Ancak vida yanaklarının etkisi olmadığı durumda S_r 'nin artması sıkışma katsayısının daha fazla azalmasına neden olmuştur. Hâlbuki talaşın oluşma mekanizmasını açıklama amaçlı araştırmalarda sabit sıcaklık ortamında yüzeyden kaldırılan talaşın kalınlığının sıkışma katsayısına etkisi olmadığı

gösterilmektedir (Şekil 4.11) (Trent ve Wright, 2000; Zorev, 1969, Poletika, 1965; Astakhov, 1999a).



Şekil 4.9 : A- Profil şeması ile vida açmada vida profilinden sonuncu pasoda kaldırılan talaşın kesit alanı. B- Yan yüzler olmadan yalnız diş dibine denk gelen kesit alanı.

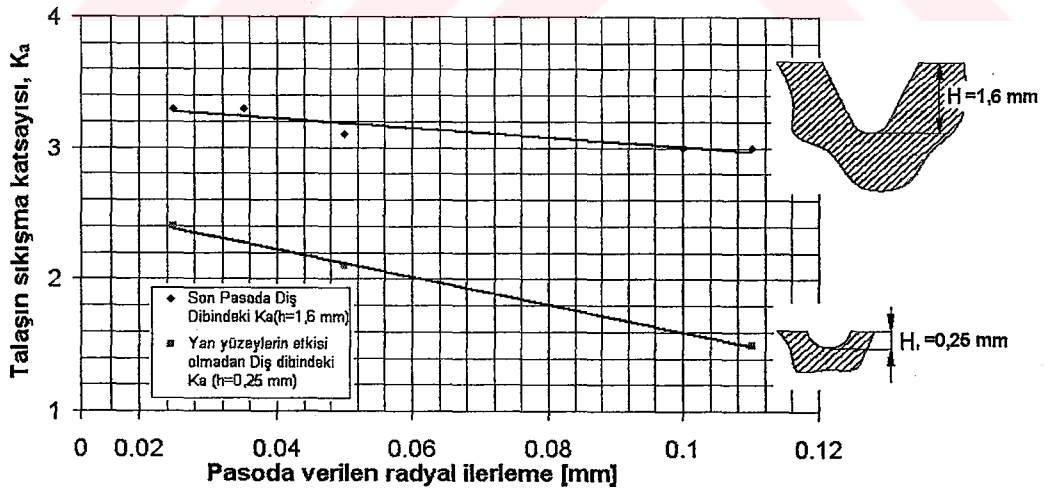
Pratikte ise böyle bir ortamın elde edilmesi mümkün değildir. Talaş kalınlığının değişmesi ile imal koşullarının değişmesi talaş kaldırma ortamındaki sıcaklığın da değişmesine neden olmaktadır. Sıcaklığın değişmesi ise talaş sıkışma katsayısını önemli ölçüde etkilemektedir (Şekil 4.12). Tüm araştırmacılar bunun nedenini temas alanlarındaki ortalama sürtünme katsayısı ile ilişkilendirmektedirler. Takımın talaş yüzeyi ile talaş arasındaki ortalama sürtünme katsayısı μ iki kısımdan oluşmaktadır. Yani Coulomb-Amonton kuralına dayanan bir mekanik sürtünme ve iç sürtünme bileşenlerinden oluşmaktadır (Abuladze, 1962; Gordon, 1972).

$$\mu = \mu_0 + \frac{\tau_F}{\sigma_N} \quad (4.19)$$

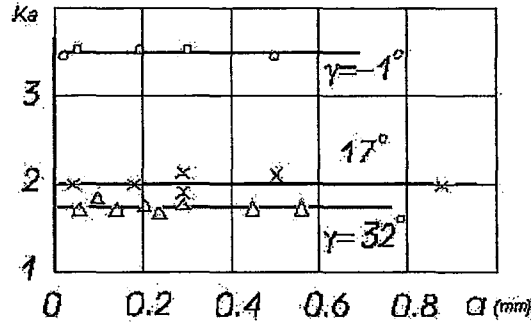
Burada μ_0 mekanik sürtünme katsayısı (τ_F/σ_N) ise iç sürtünmeyi değerlendiren talaş yüzeyi temas alanında oluşan kayma gerilmesinin normal gerilmeye oranıdır. Şekil 2.28'den görüldüğü gibi τ_F değerleri talaş yüzeyinde ve serbest yüzeylerde bağımsız olsalar da, σ_N kesintisiz olup her iki yüzeyi de kapsamaktadır. σ_N 'in değerine ise kaldırılan talaşın kalınlığı a , talaş açısı γ , kesme hızı V vb. tüm imal faktörleri etki etmektedir. Tüm bu faktörler aynı zamanda çeşitli kombinasyonlarda talaşın oluşma alanındaki sıcaklık şiddetini ve dağılımını da etkilemektedirler. Bu nedenle de talaşın sıkışma katsayısı μ' nün küçülmesi nedeni ile gerçekte kaldırılan tabakanın kalınlığı arttıkça azalmaktadır. Takımın aşınması ise tüm bu koşulları teorik olarak kestirilemeyen daha karmaşık bir duruma sokmaktadır. Bu nedenle, çeşitli radyal

ilerleme değerlerinde ($S_r=0,025; 0,05 ; 0,1$) takım aşınmasının talaşın sıkışma katsayısına etkisi deneysel olarak belirlenmiştir (Şekil 4.13 ve Şekil 4.14).

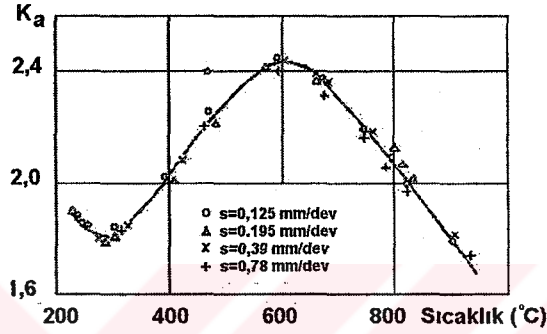
Şekil 4.10'da verilen vida diş dibindeki K_a değerleri ise üç boyutlu kesme durumu için elde edilmiştir. Fakat Şekil 4.11 ve 4.12'de verilen grafikler ortogonal kesme şartlarında elde edilmiş grafiklerdir. Şekil 4.11 incelendiğinde sabit sıcaklık ortamında kaldırılan tabakanın kalınlığının 8-10 kat artması talaşın sıkışma katsayısında bir değişikliğe neden olmamıştır. Kaynaklarda ortogonal kesme için talaşın kalınlığının sıkışma katsayısına etkisini veren grafikler incelendiğinde çelikte 80-90 m/dk kesme hızlarında talaşın kalınlığının 4 kat artması talaşın sıkışma katsayısının yaklaşık %20-25 azalmasına neden olmaktadır (Rosenberg ve Yeromin, 1956; Astakhov ve Shvets, 2004). Şekil 4.10'daki deney sonuçları incelendiğinde radyal ilerleme değerinin 0,025 mm'den 0,1 mm'ye çıkarak 4 kat artması ile vida diş dibindeki sıkışma katsayısının 3,2'den 3,0'a % 6-7 lik bir azalış gösterdiği görülmektedir. Bu durumda üç boyutlu kesme olan vida diş dibinde talaşın kalınlığının 4 kat artması ortogonal kesme için elde edilen sıkışma katsayısındaki değişimden 4-5 kat daha az olmuştur. Talaşın kalınlığının sıkışma katsayısını ancak sabit sıcaklık ortamında etkilemediği ileri sürüldüğüne göre (Şekil 4.11 ve Şekil 4.12) vida diş dibinde talaşın sıkışma katsayısının daha az değişmesi kaldırılan tabaka kalınlığının kesme sıcaklığını daha az değiştirdiği şeklinde yorumlanabilir.



Şekil 4.10 : Kesme hızı $V=88$ m/dk'da deneysel belirlenmiş diş dibinden yan yüzeylerin katkısı ile ve yan yüzeylerin katkısı olmadan diş dibini oluşturan takımın ucu ile açılmış vidada çeşitli S_r değerlerindeki talaş sıkışma katsayısı K_a



Şekil 4.11 : Sabit sıcaklıkta kaldırılan talaşın kalınlığının talaş sıkışma katsayısı K_a 'ya etkisi (Rosenberg ve Yeromin, 1956; Bobrov, 1975)

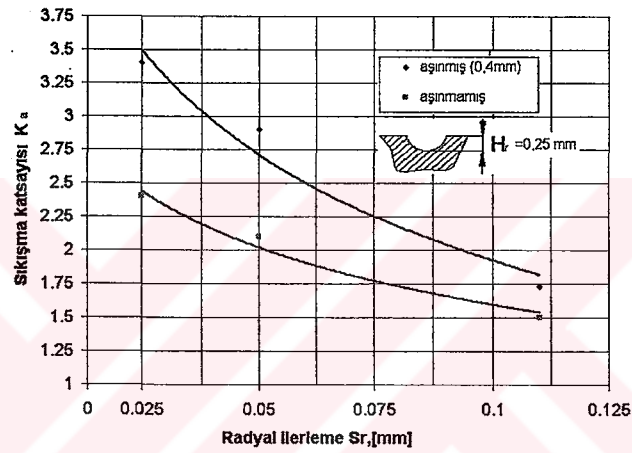


Şekil 4.12 : Sıcaklığın değişik kalınlıklarda talaşın sıkışma katsayısına etkisi (Zorev, 1956)

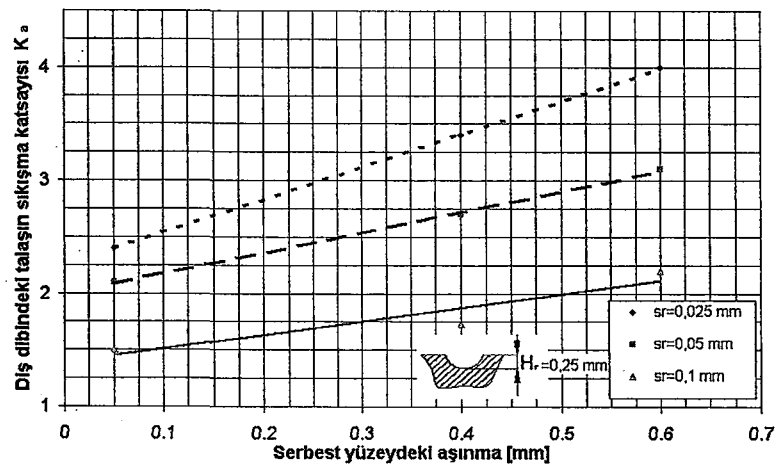
4.3.3. Takım aşınmasının vida diş dibindeki sıkışma katsayısına etkisi

Aşınmanın vida diş dibinin şekillendirilmesine harcanan enerjiye etkisini tespit için talaşın sıkışma katsayısına etkisi araştırılmıştır. Bu deneyler vida profilinin yan yüzleri olmadan, yalnız diş dibinden (Şekil 4.9-B) talaş kaldırılarak yapılmıştır. Deneylere göre takım ucunun aşınması ile diş dibinden kaldırılan talaşın sıkışma katsayısı da büyümektedir. Şekil 4.13'de 0,4 mm aşınmış ve aşınmamış takım ile kaldırılan talaşın sıkışma katsayısı verilmektedir. Şekilden görüldüğü gibi takımın serbest yüzey boyunca aşınması 0,05'den 0,4 mm'ye kadar büyüdükçe sıkışma katsayısı da artmaktadır. Ayrıca aşınmanın talaşın sıkışma katsayısına etkisi radyal ilerleme değerinin artması ile azalmıştır. İnce talaş kesitlerinde (düşük radyal ilerlemelerde) aşınma talaşın sıkışma katsayısına daha fazla etkilemiş ve daha fazla artırmıştır. Bu oran $S_r=0,1$ mm için %40 iken $S_r=0,025$ mm için yaklaşık %66 olmuştur. Aşınmanın diş dibindeki sıkışma katsayısına etkisi daha detaylı araştırıldığında 3 farklı takım aşınması ve radyal ilerleme değeri için belirlenmiştir.

Şekil 4.14 incelendiğinde takımın serbest yüzeyindeki aşınma değeri $S_r=0,1$ mm değerinde $0,05$ mm'den $0,6$ mm'ye çıktığında diş dibindeki sıkışma katsayısı $2,4$ 'den 4 'e yükselmiştir. $S_r=0,05$ mm radyal ilerleme değeri için ise takım aşınması $0,05$ mm den $0,6$ mm'ye çıkması ile diş dibindeki talaşın sıkışma katsayısı $2,1$ den $3,1$ 'e yükselmiştir. Aynı durumda $S_r=0,1$ için sıkışma katsayısı $1,5$ 'den $2,2$ 'ye yükselmiştir. Takım aşınmasının $0,05$ mm'den $0,6$ mm'ye çıkması sırasıyla $S_r=0,025$ mm; $0,05$ mm ve $0,1$ mm radyal ilerleme değerlerinde vida diş dibinde talaş sıkışma katsayısının sırasıyla $\%66$, $\%48$ ve $\%46$ artmasına neden olmuştur. Burada elde edilen sonuçlar göstermektedir ki düşük S_r değerlerinde takım aşınmasının talaşın sıkışma katsayısı K_a 'ya etkisi daha fazla olmuştur.



Şekil 4.13 : $H=0,25$ mm de diş dibinden aşınmış ve aşınmamış takımla kaldırılmış talaşın çeşitli S_r değerlerindeki sıkışma katsayıları

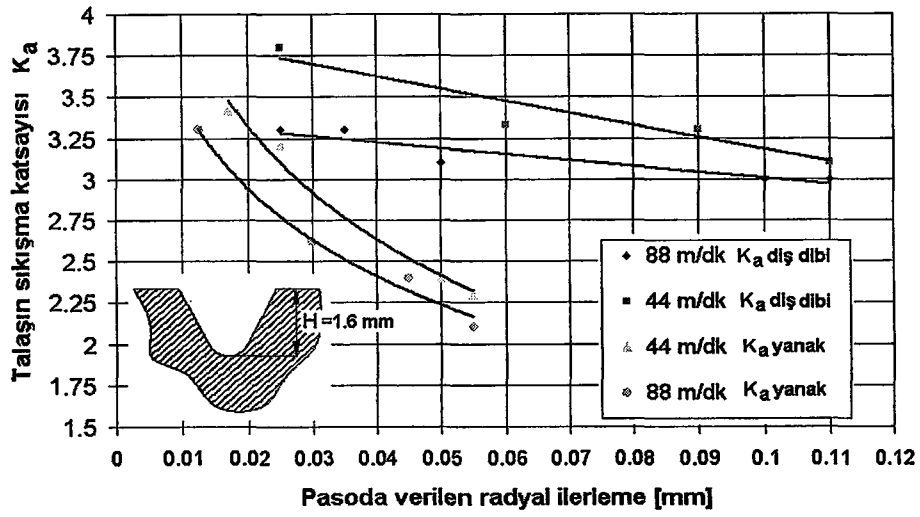


Şekil 4.14 : $V=88$ m/dk, kesme sıvısı kullanılarak vida diş dibinde takım aşınmasının $S_r =0,025$ mm; $0,05$ mm; $0,1$ mm değerlerinde kaldırılan talaşın sıkışma katsayısına etkisi

4.3.4. Kesme hızının ve radyal ilerlenenin vida dış dibindeki ve yanaklardaki talaşın sıkışma katsayısına etkisi

Bu bölümde vida dış dibindeki ve yanaklarındaki sıkışma katsayıları iki farklı kesme hızı için (44m/dk ve 88 m/dk) deneysel olarak belirlenmiştir. Hesaplamaların deneysel verilere yakınlığının tam profilde kontrol edilmesi amacı ile vida yanaklarındaki sıkışma katsayıları da deneysel olarak ölçülmüştür. Şekil 4.15'e göre vidanın dış dibinde sıkışma katsayısı K_a yanaklardan daha yüksek değer almaktadır. $V=88$ m/dk'da K_a 3 ile 3,3 arasında $V=44$ m/dk'da 3,25–3,8 arasında değişmektedir.

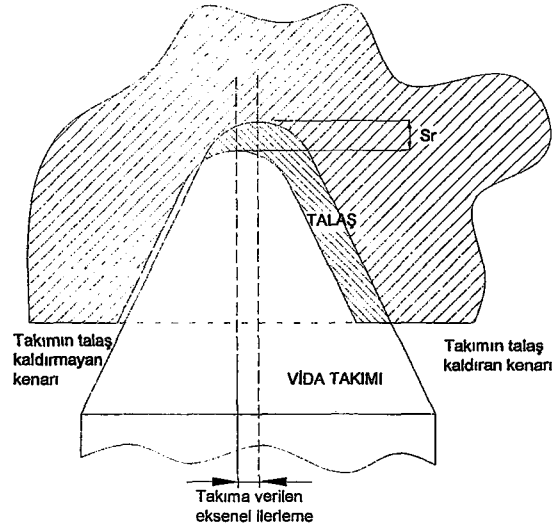
Kesme hızı ve kaldırılan tabakanın kalınlığı arttıkça sıkışma katsayısı azalmaktadır. Yanaklarda ise kaldırılan talaşın sıkışma katsayısı K_a 'nın daha düşük değerler aldığı görülmektedir. Bunun esas nedeni vida dibinden ve yan yüzeylerden kaldırılan talaşın farklı geometride ve kesme koşullarında oluşmasıdır. Vidanın dış dibinden kaldırılan talaş, yan yüzeylerden kaldırılan talaşın genişliğinin büyümesi nedeni ile (b_{yan}) ve kendisinin (b_{dip}) genişlenebilme imkânı olmaması nedeni ile daha fazla deformasyona uğramaktadır (Şekil 3.40). Bu aynı zamanda sıcaklığın dış dibinde daha yükselmesine olmasına neden olmaktadır (Şekil 3.37). Bu sebeple de vida takımının aşınması takımın ucunda en fazla değer almaktadır. Dış dibindeki talaşın kalınlığının artması ile sıkışma katsayısındaki düşüşün silindirik parçalardan daha düşük oranda olması da dikkate alındığında vida dış dibinde yüksek sıcaklık oluştuğu ve bu sıcaklığı oluşturan önemli faktörün takım aşınması olabileceği görülmektedir. Talaş kaldırmaya harcanan enerjinin sayısal değeri ise yüzeyden kaldırılan tabakanın talaşa dönüşmesi için gereken kuvvet ve bu kuvvetin kayma düzleminde oluşturduğu kayma gerilmesi ile ilgili bir faktördür. Vida açmada dış dibinde talaşın yüksek sıkışma faktörüne sahip olması talaş kaldırmada kesme kuvvetlerinin de vida dışının çeşitli kesitlerindeki birim talaş kaldırma hacmine harcanan işin yüksek olmasındandır. Şekil 2.30'da talaşın sıkışma katsayısının takımın serbest yüzeyindeki F_1 ve N_1 kuvvetlerine etkisi verilmiştir. Bu grafik vida dışı dibinde yüksek kuvvetlerin ve sıcaklığın olduğunu bir kez daha göstermektedir.



Şekil 4.15 : Vida profilinden kaldırılan talaşın yan yüzeylerinde ve diş dibinde çeşitli imal faktörlerine göre belirlenmiş sıkışma katsayısı

4.3.5. Radyal artırılmış kesme şemasında diş dibindeki sıkışma katsayısı

Radyal artırılmış kesme şemasında tam diş yüksekliğinde $S_r=0,1$ mm radyal ilerleme değerinde, kesme hızı $V=88$ m/dk'da kaldırılan talaşın sıkışma katsayısı vida diş dibinde deneysel olarak belirlenmiştir. Radyal artırılmış şemada talaş kaldırmak için deneysel amaçlı özel takımlar kullanılabileceği gibi, takıma radyal yönde ilerleme verilmekle beraber aynı zamanda yaklaşık radyal ilerlemenin yarısı kadar da aksel ilerleme verilerek te talaş kaldırılabilir (Şekil 4.16). Bu çalışmada ikinci durumda talaş kaldırılmıştır. Kaldırılan talaşın sıkışma katsayısı vida diş dibinde 1,5 olarak elde edilmiştir. Bu şemadaki talaşın sıkışma katsayısı sadece takım ucu ile talaş kaldırılarak elde edilmiş sıkışma katsayısına eşittir. Bu durum vida yanaklarından birinin olmadığı durumda diğer yanağın tek başına vida diş dibine bir etkisinin olmadığını göstermektedir. Tek bir yanağın diş dibindeki talaş sıkıştırabilmesi için karşılığı olan diğer yanağın da olması gerekir. Diğer yanak olmadığından diş dibinde talaş sıkışmamış ve sıkışma katsayısı düşük çıkmıştır. Tam diş yüksekliği olmasına rağmen vida yanaklarından birisi olmadığı için diş dibinde talaş sıkışma katsayısı düşük olmuştur. Çünkü talaşın diş dibindeki kesiti takımın talaş kaldırmayan kesme kenarı boyunca genişleyebilmiş ve bu yüzden sıkışma katsayısı diş dibinde profil şemasında kaldırılan talaşa göre küçük olmuştur.



Şekil 4.16 : Bir yan yüzeyden ve dış dibinden talaş kaldırmanın şeması

4.4. Vida Açmada Kesme Kuvvetleri ve Enerjisinin Hesaplanması

Bu bölümde vida açmada vidadan kaldırılan talaşın dış dibi kesitini kaldırma için gerekli kesme kuvveti ve kesme enerjisi hesaplanmıştır. Öncelikle hesaplamalarla deneysel ölçümler karşılaştırılmış kesme kuvveti hesaplama modelinin geçerliliği gösterilmiştir. Daha sonra yorulma deneylerinde araştırılan ortamlarda dış dibinden talaş kaldırmak için gerekli kesme kuvvetleri ve enerjisi hesaplanmıştır.

4.4.1. Kesme kuvveti hesaplama yöntemi ve geçerliliği

Talaş kaldırma ile vida açmada kesme kuvvetleri **Zorev'in (1969)** teklif ettiği metot kullanılarak hesaplanmıştır. Zorev'in ortogonal kesme için geliştirdiği bu yöntemi talaş kaldırma ile vida açmaya uygulayabilmek için vida talaşı üç parçaya bölünmüştür. Bunlar, vida yanaklarını oluşturan iki yan yüzey ve dış dibi kısmıdır. Dış dibinde ve yanaklarda yapılan talaş kalınlığı ölçümlerine göre hesaplanan talaş sıkışma katsayıları kullanılarak vida dış dibinde ve yanaklardaki kesme kuvvetleri ayrı ayrı hesaplanmış ve toplanarak tam profildeki kesme kuvvetleri bulunmuştur. İlk olarak $H=1,6$ mm'de tam yükseklikte vida yanaklarındaki ve dış dibindeki kesme kuvvetleri hesaplanmış ve deneysel olarak ölçülerek hesaplamaların deneysel sonuçlara yakınlığı belirlenmiştir. **Zorev'in (1969)** yöntemini kullanabilmek için öncelikle malzemenin ortalama akma gerilmesi ($A_{2,5}$ veya $\tau_{2,5}$) değerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu değer araştırmacı tarafından alaşımli çelikler ve ıslah çelikleri için

$$A_{2,5} \approx 0,9\sigma_C \quad (4.20)$$

olarak verilmektedir. Bu değer hesaplandıktan sonra

$$P_z = \tau_{2,5} \left(\frac{K_a - \sin \gamma}{\cos \gamma} + \tan C \right) ab \quad (4.21)$$

formülü ile kesme kuvveti talaş açısı ve talaşın sıkışma katsayısı bilindiğinde hesaplanabilir. Talaş açısı vida diş dibinde negatif pahtan dolayı -10° ve yanaklarda ise 0° dir. C katsayısı ise bileşiminde %0,15-0,5 oranında karbon içeren çelikler için ($C \approx 46^\circ$) olarak verilmiştir (Bobrov, 1975). “a.b” değeri ise talaşın kesit alanını ifade etmektedir.

Bu veriler ışığında $V=88$ m/dk için $H=1,6$ mm diş yüksekliğinde yanaklardaki ve diş dibindeki kesme kuvveti bileşenleri Şekil 4.15’de verilen talaş sıkışma katsayıları ile hesaplanarak toplanmış ve toplam kesme kuvveti 3 farklı radyal ilerleme değeri için elde edilmiştir. Aynı zamanda bu değerler deneysel olarak ta ölçülerek sonuçlar karşılaştırılmıştır. Deneysel ve hesaplama elde edilen sonuçların karşılaştırılması Şekil 4.17’de verilmiştir.

Şekilden görüldüğü gibi hesaplanan ve ölçülen kesme kuvvetleri arasındaki fark %10’dan azdır. Tam profilli ve yükseklikli vida açmada $S_r=0,025$ mm için kaldırılan vida talaşı (yanaklar ve diş dibi birlikte tüm talaş) için kesme kuvvetinin deneysel ölçüm sonucu 285 N olarak elde edilmişken hesaplama sonucunda bu değer 308 N olmuştur. Burada hesaplama ve deneysel ölçüm arasındaki fark %8 olarak gerçekleşmiştir. Aynı şekilde $S_r=0,05$ mm için deneysel ölçüm 510 N, hesaplama sonucu 554 N aradaki fark %8, $S_r=0,1$ mm için deneysel ölçüm 942 N, hesaplanan değer 984 N aradaki fark %5 olmuştur.

Talaş kaldırma mekaniğinde vida yüzeyinin şekillenmesi yorulma açısından göz önüne alındığında diş dibinin şekillenmesinin önemi ortaya çıkmaktadır. Çünkü yorulma çatlakları vidalı elemanın diş dibi kısmından başlamaktadır. Bu durumda vida talaşını vida yüzeyinden takım ile kaldırır iken asıl dikkate alınması gereken diş dibinin şekillenmesine harcanan enerjidir. Bu durumda takımın $H=0,25$ mm’lik kesme derinliğine sahip yuvarlak uçlu kısmı ile talaşa uyguladığı kesme kuvveti önemlidir. Yan yüzeylere uygulanan kuvvetin yorulma davranışına etkisi ihmal

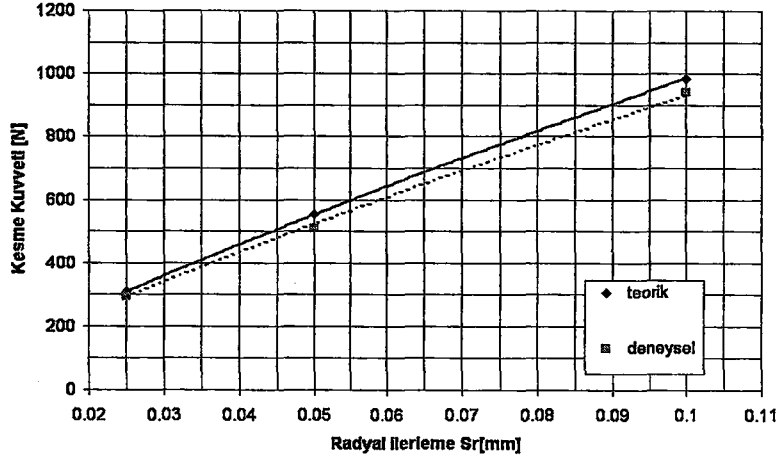
edilebilir. Bu nedenle talaş kaldırmanın vida yüzeyine etkisi araştırılırken hesaplamalar tam diş yüksekliğinde sadece diş dibi kesitinde yapılmıştır. Vida diş dibinde deneysel olarak bulunan sıkışma katsayıları kullanılarak diş dibinin şekillendirilmesi için gerekli kesme kuvveti bileşenleri ve buna bağlı olarak talaş kaldırmak için gerekli enerji değerleri bütün imal faktörü kombinasyonlarında ayrı ayrı hesaplanmıştır.

Şekil 4.17’de tam profilli ve yükseklikli vida açmada diş dibi ve yanaklardaki kesme kuvvetleri ayrı ayrı hesaplanıp toplanarak toplam vida talaşı için toplam kesme kuvvetinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması yapıldıktan sonra aynı karşılaştırılma sonucun pekiştirilmesi açısından sadece vida diş dibini temsil eden takım ucu ile $V=88$ m/dk, $H=0,25$ mm’de $S_r=0,1$; $0,05$ ve $0,025$ mm radyal ilerleme değerleri için de yapılmış ve sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Burada kaldırılan talaş sadece diş dibi kesit alanından oluşmaktadır. Vida yanakları bu diş derinliğinde henüz başlamak üzeredir (Şekil 4.18).

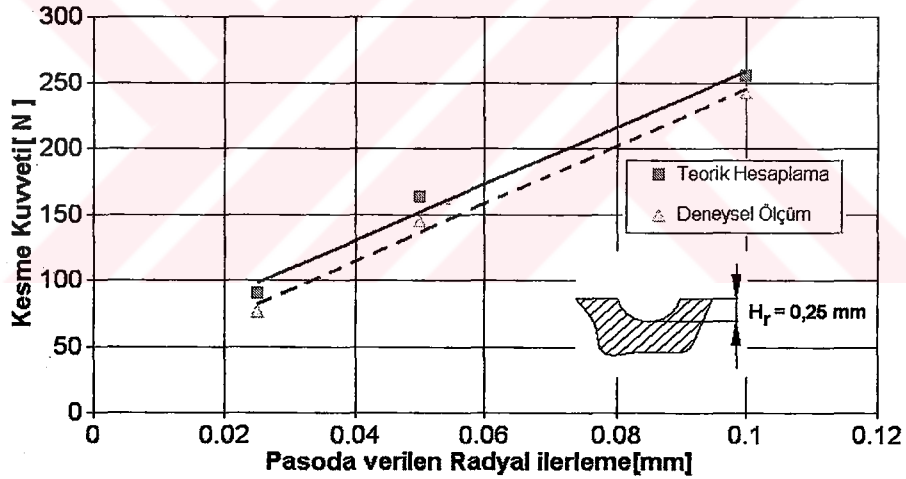
Şekil 4.18’de verilen kesme kuvveti $H=0,25$ mm’de hesaplanırken kullanılan talaş sıkışma katsayısı Şekil 4.10’da altta verilen eğriden $S_r=0,1$ mm değeri için alınmıştır (EK-D). $V=88$ m/dk’da $S_r=0,025$ mm radyal ilerleme değeri için deneysel ölçüm 77 N çıkarken hesaplama sonucu 90 N çıkmıştır. $S_r=0,05$ mm için deneysel ölçüm 145 N iken hesaplama sonucu 162 N olmuştur. $S_r=0,1$ mm için ise deneysel sonuç 242 N iken hesaplama sonucu 255 N olarak elde edilmiştir. $S_r=0,05$ ’de deneysel ve hesaplanan sonuçlar arasındaki fark %11 $S_r=0,1$ mm için %5 olmuştur. Sonuçlar göstermektedir ki radyal ilerleme değeri arttıkça hesaplanan kesme kuvvetleri deneysel kesme kuvvetlerine yaklaşmıştır.

Kesme kuvveti ölçümlerinin ve hesaplamalarının karşılaştırılması göstermektedir ki kesme kuvvetlerinin Zorev modeline göre diş dibinde hesaplanması tam profilli ve yükseklikli vidada sadece takım ucu ile vida diş dibini oluşturan $H=0,25$ mm yükseklikte yapılan hesaplama göre deneysel sonuçlara daha yakın değerler vermektedir. Her iki durum için de radyal ilerleme değeri arttıkça hesaplama sonuçları deneysel sonuçlara yaklaşmış ve aradaki fark %5’e kadar inmiştir. Bu durumda yorulma deneylerinde kullanılacak radyal ilerleme değerleri $S_r=0,05$ ve $0,1$ mm olacağından dolayı hesaplamalarda elde edilecek sonuçlar tatmin edici bir yakınlık verecektir. Buna göre yorulma deneylerinde sürekli mukavemet sınırının

belirleneceği imal faktörü kombinasyonlarında vida talaşının dış dibinin şekillendirilmesi için gerekli kesme kuvvetleri ve buna bağlı olarak dış dibini şekillendirmeye harcanan enerji her bir imal faktörü kombinasyonu için ayrı ayrı hesaplanmıştır.



Şekil 4.17 : $H=1,6$ mm'de $V=88$ m/dk hesaplanan ve deneysel ölçülen kesme kuvvetleri



Şekil 4.18 : $V=88$ m/dk, $S_r=0,025-0,05-0,1$ mm değişmesinde kesme kuvvetlerinin teorik değerleri ile deneysel değerlerinin karşılaştırılması ($H=0,25$ mm)

4.4.2. Yorulma deneylerindeki imal faktörlerinde kesme enerjisi

$V=88$ m/dk; $S_r=0,1$ mm; keskin takım için dış dibindeki kesme kuvvetleri ve enerjisi: Belirtilen kesme durumu için dış dibindeki kesme kuvvetleri ve enerjisi hesaplanmıştır. $S_r=0,1$ mm radyal ilerleme değerinde vida talaş kesitinin dış dibini oluşturan alanı $0,0810$ mm² olarak hesaplanmıştır (Şekil 4.9-B). Vida dış dibinde talaş açısı -10° ve C sabiti 46° dir. Bu kesme parametreleri için vida talaşının dış

dibindeki sıkışma katsayısı Şekil 4.15'den $V=88$ m/dk ve $S_r=0,1$ mm değerleri için alınmıştır. Hesaplamalar tam profilli ve yükseklikli vida açmada diş dibi kesit alanı için yapılmaktadır. Malzemenin $A_{2,5}$ değeri de bilindiğine göre bu değerler formül 2.11' de yerine koyulduğunda vida dış dibinden talaşı kaldırmak için gerekli kesme kuvveti 396 N olarak hesaplanmıştır. Bu durumda talaşın kaldırılması için saniyede gereken kesme enerjisi ise 578 J olarak hesaplanmıştır.

$V=88$ m/dk; $S_r=0,05$ mm; keskin takım için diş dibindeki kesme kuvvetleri ve enerjisi: $S_r=0,05$ mm radyal ilerleme değerinde vida talaş kesitinin diş dibini oluşturan alanı $0,0424$ mm² olarak hesaplanmıştır (Şekil 4.9-B). Vida dış dibinde talaş açısı -10° ve C sabiti 46° dir. Bu kesme parametreleri için vida talaşının diş dibindeki sıkışma katsayısı Şekil 4.15'den $V=88$ m/dk ve $S_r=0,05$ mm değerleri için alınmıştır. Hesaplamalar tam profilli ve yükseklikli vida açmada diş dibi kesit alanı için yapılmaktadır. Malzemenin $A_{2,5}$ değeri de bilindiğine göre bu değerler formül 2.11'de yerine koyulduğunda vida dış dibinden talaşı kaldırmak için gerekli kesme kuvveti 212 N olarak hesaplanmıştır. Bu durumda diş dibinden kaldırılan talaşa saniyede 310 J enerji harcanmıştır.

$V=44$ m/dk; $S_r=0,1$ mm; keskin takım için diş dibindeki kesme kuvvetleri ve enerjisi: $S_r=0,1$ mm radyal ilerleme değerinde vida talaş kesitinin diş dibini oluşturan alanı $0,0810$ mm² olarak hesaplanmıştır (Şekil 4.9-B). Vida dış dibinde talaş açısı -10° ve C sabiti 46° dir. Bu kesme parametreleri için vida talaşının diş dibindeki sıkışma katsayısı Şekil 4.15'den $V=44$ m/dk ve $S_r=0,1$ mm değerleri için alınmıştır. Hesaplamalar tam profilli ve yükseklikli vida açmada diş dibi kesit alanı için yapılmaktadır. Malzemenin $A_{2,5}$ değeri de bilindiğine göre bu değerler formül 2.11'de yerine koyulduğunda vida dış dibinden talaşı kaldırmak için gerekli kesme kuvveti 415 N olarak hesaplanmıştır. Bu durumda vida dış dibinden kaldırılan talaşa saniyede 303 J enerji harcanmıştır.

$V=88$ m/dk; $S_r=0,1$ mm; takım aşınması 0,3 mm ve 0,6 mm için diş dibindeki kesme kuvvetleri ve enerjisi: Kullanılan hesaplama modeli keskin takım için önerilmektedir. Aşınmanın K_a 'ya ve kesme kuvvetlerine etkisi modelde kesme kuvvetleri hesaplanmasında incelenmiş aşınmış takımla belirlenmiş K_a 'lara göre yapılan hesaplamalarla deneysel ölçümler arasında %16-36 fark görülmüştür. Bu nedenle aşınmış takımla kesme kuvvetleri $H=0,25$ mm de $S_r=0,1$ mm için deneysel olarak

takımın serbest yüzeyinde 0,3 mm ve 0,6 mm aşınma değerlerinde belirlenmiş ve sonuçlar keskin takım için elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. 0,3 mm aşınma kesme kuvvetini %24; 0,6 mm aşınma ise %62 oranlarında arttığı görülmüştür. Tam profilli ve yükseklikli açılmış vidada diş dibinde keskin takımla belirlenmiş K_a 'ya göre (Şekil 4.15) teorik olarak hesaplanan kesme kuvvetleri bu oranlarda artırılarak sırası ile 0,3 mm ve 0,6 mm takım aşınması için diş dibindeki kuvvetler yaklaşık olarak belirlenmiş ve bu kuvvetler ile aşınmış takımla diş dibi şekillenmesine harcanan enerji hesaplanmıştır. $V=88$ m/dk, $S_r=0,1$ mm radyal ilerleme değeri için keskin takımla diş dibinde elde edilen 396 N'luk kesme kuvveti %24 artırılarak 0,3 mm aşınma için diş dibindeki kesme kuvveti 491 N ve %62 artırılarak 0,6 mm aşınma değeri için diş dibindeki kesme kuvveti 641 N olarak hesaplanmıştır. Buna göre 0,3 aşınmış takımla talaşın diş dibinden kaldırılmasına saniyede 717 J; 0,6 mm aşınmış takımla talaşın kaldırılmasına saniyede 936 J enerji harcanmıştır.

$V=88$ m/dk; $S_r=0,1$ mm; keskin takım için radyal artırımı şemada diş dibindeki kesme kuvvetleri ve enerjisi: Bu şemada kesme hızı ve radyal ilerleme diğer şema ile aynıdır. Vida talaşının diş dibindeki kesit alanı da aynıdır. Bu şemada takımın talaş açısı da değişmemektedir. Bu şema için vida diş dibindeki K_a talaşın sıkışma katsayısı da 1,5 olarak belirlenmiştir. Bütün bunlar kullanılarak diş dibinde kesme kuvveti 254 N olarak hesaplanmıştır (Formül 2.11). Buna göre diş dibinden talaşın kaldırılmasına harcanan enerji saniyede 371 J olarak hesaplanmıştır.

Tablo 4.2 incelendiğinde vida diş dibinden birim kesit alanındaki talaşı birim zamanda kaldırmak için gerekli kesme enerjisinin bütün imal faktörlerinde değiştiği görülmektedir. Buna göre birim kesit alanını birim zamanda kaldırmaya harcanan enerjiye imal faktörleri ve koşullarının etkisi incelendiğinde talaş kaldırma ortamında harcanan enerjiyi en fazla etkileyen faktör %62'lik artışla 0,6 mm'lik takım aşınması olmuştur. Kesme hızının 88 m/dk'dan 44 m/dk'ya inmesi ile kesme enerjisi tablonun ilk satırında verilen referans deneyine göre %47 azalmıştır. Radyal ilerleme değerinin yarıya inmesi ise bu enerjiyi hemen hemen etkilememiş, enerji aynı seviyede kalmıştır. Kesme şemasının profil şemasından radyal artırımı şemaya dönmesi ile de %35'lik bir enerji düşüşü gerçekleşmiştir. 0,3 mm'lik takım aşınması da enerjide %24'lük bir artış oluşturmuştur. Talaş kaldırma sırasında yüzeyin şekillenmesi yorulma dayanımını etkilemektedir. Bu durumda bu imal parametresi

kombinasyonlarında yüzeyden talaşı kaldırmak için harcanan enerjiler farklı olduğuna göre bu elemanların yorulma dayanımları da farklı olacaktır. Bu nedenle yorulma dayanımları belirlenerek yüzeyin şekillendirilmesine harcanan enerjinin karşılaştırılması gerekmektedir. Bu durumda enerjiyi etkileyen en önemli faktörler takım aşınması ve kesme hızıdır.

Tablo 4.2: Yorulma deneylerinde araştırılan imal parametrelerindeki kesme kuvvetleri ve enerjisi .

	Kesme parametreleri kombinasyonları	Diş dibi kesme kuvveti z bileşeni P_z [N]	Diş dibi oluşumuna harcanan birim zamandaki enerji [J/s=W]	Birim alana birim zamanda harcanan enerji [W/mm ²]	Enerjideki değişim [%]
1	Sr=0,1;V=88 m/d; keskin takım	396	578	7136	Referans
2	Sr=0,05;V=88 m/d; keskin takım	212	310	7312	+%2
3	Sr=0,1;V=44 m/d; keskin takım	415	303	3741	-%47
4	Sr=0,1;V=88 m/d; Aşınma=0,3 mm	491	717	8852	+%24
5	Sr=0,1;V=88 m/d; Aşınma =0, 6 mm	641	936	11556	+%62
6	Sr=0,1;V=88 m/d; keskin takım Radyal art.kesme şeması	254	371	4580	-%35

5. TALAŞ KALDIRMA İLE AÇILMIŞ SİLİNDİRİK, ÇENTİKLİ VE VİDALI NUMUNELERİN YORULMA DENEYLERİ

Doktora tezinde yapılan yorulma deneylerinin amacı seçilen her bir imal faktörü kombinasyonunun sürekli mukavemet sınır değerine etkisini belirlemektir. Bu amaçla planlanan imal faktörü kombinasyonlarında numuneler üretilmiş ve yorulma deneyleri yapılarak o imal faktörü kombinasyonu için sürekli mukavemet sınır değeri belirlenmiştir. İmal faktörlerinin yorulma dayanımına etkisi araştırılmaya başlanmadan önce, silindirik numunelerin daha sonra vida diş formuna sahip çentikli numunelerin yorulma deneyleri yapılmıştır. Bu deneyler vidalı numunelerin yorulma deneylerinin sonuçları ile kıyaslama imkânı ve vida diş formu için yorulma çentik katsayısının elde edilmesini sağlamıştır.

Yorulma dayanımı belirli bir yük için belirli bir süre ihtiva eden bir kavramdır. Burada yorulma dayanımından kasıt 2×10^6 devir için malzemenin hasara uğramadan taşıyabildiği maksimum tam değişken gerilmedir. Buna sınır çevrim sayısı 2×10^6 için sürekli mukavemet sınırı da denilebilir.

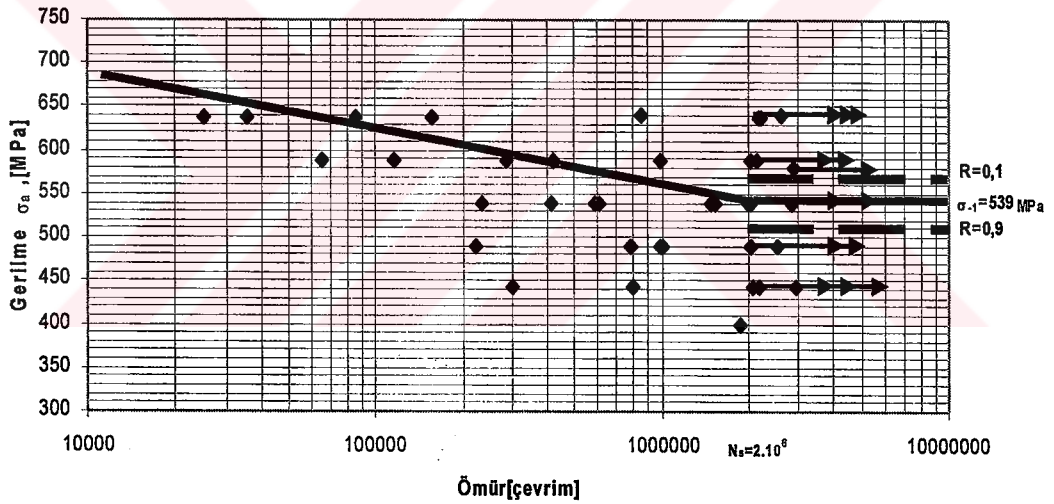
Yorulma deneylerinin yapılmasında vidalı numunelerde her bir imal faktörü kombinasyonunu için sürekli mukavemet sınırının belirlenmesinde 12-16 numune kullanılmıştır. Yorulma deneylerinde imal faktörlerinin sürekli mukavemet sınırına etkisi araştırıldığından dolayı merdiven yöntemi uygulanarak süreli mukavemet bölgesinde mümkün olduğu kadar az, sürekli mukavemet bölgesinde mümkün olduğu kadar fazla sayıda numune denenmiştir. Denenen numune sayısına göre $N_s = 2 \cdot 10^6$ devir için sürekli mukavemet değeri istatistiksel analiz yapılarak %90 güven seviyesinde standart sapmaları hesaplanarak belirlenmiştir (EK-E) (Akkurt, 1997). Deneylerde belirlenen standart sapmaya göre, %10, %50 ve %90 güvenirlikte sürekli mukavemet sınırını gösteren yorulma eğrileri (Wöhler, S-N) çizilmiştir. Deneylerde tam değişken zorlama uygulandığı için gerilme oranı $R=-1$ 'dir.

5.1. Sürekli Mukavemet Sınırı ve Yorulma Çentik Katsayısının Belirlenmesi

Bu bölümde vidalı numuneler için elde edilen sonuçların kıyaslaması için öncelikle malzemenin yorulma dayanımı ve vida diş formuna sahip çentikli numunenin yorulma dayanımı belirlenerek vida diş formuna sahip çentik için yorulma çentik katsayısı elde edilmiştir.

5.1.1. Silindirik numunenin yorulma deneyleri

Doktora çalışmasında gerçekleştirilen adımlardan birisi, vidalı ve çentikli numunelerin imalat teknolojilerinden dolayı farklılık gösterdikleri için birisi için elde edilen efektif çentik katsayısının diğeri için kullanılabilirliğinin araştırılmasıdır. Bu nedenle vida diş formuna sahip çentikli numune için yorulma çentik katsayısının belirlenebilmesi için önce silindirik numunenin yorulma dayanımı bulunmuştur (Şekil 5.1). Kırık görünümleri EK-F’de verilmiştir.



Şekil 5.1 : AISI 4340 malzemedan üretilmiş silindirik numune Wöhler eğrisi

Deney sonuçlarından görüldüğü gibi silindirik numunenin dayanımı %90 güven düzeyinde $\sigma_{-1} = 539 \pm 32$ MPa olarak elde edilmiştir. Elde edilen bu sonuç kaynaklarda aynı şartlarda ve benzer malzemelerde yapılmış deney sonuçları ile karşılaştırılmış ve sonuçlar Tablo 5.1’de verilmiştir. Pisarenka ve diğ.’nin (1975) aynı malzeme için verdiği sürekli mukavemet değeri 460-600 MPa arasında değişmektedir. Bu değerler elde edilen sonuçla uyum içindedir. Ancak, deneylerde silindirik yorulma numunelerinin çapı 7-10 mm arasında olduğu belirtildiğinden doktora tezinde yapılan numunelerin çapı ise 16-20 mm olduğu (boyut faktörü) ve malzemenin

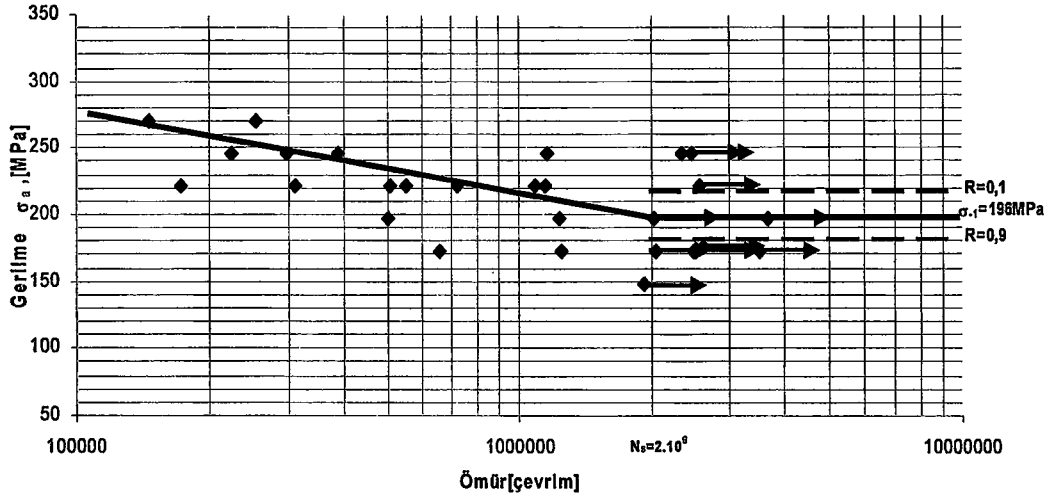
sertliğindeki değişmelerden dolayı da yorulma dayanımında bir miktar farklılık olabileceği göz önüne alındığında elde edilen sonucun verilen aralıkta olduğu görülmektedir. Aynı şekilde Şapoşnikof (1954) tarafından verilen sonuçlar da deney sonuçları ile uyumludur.

Tablo 5.1: AISI 4340 çelik malzemeden mamul silindirik numunelerle yapılan deney sonuçlarının, çeşitli kaynaklarda verilen sonuçlarla karşılaştırılması

1	Çalışma ortamı Malzeme özellikleri	Elde edilen sonuç	Kaynak
1	2	3	4
1	AISI 4340, $\sigma_c=1275$ MPa, $\sigma_{Ak}=122$ MPa, % kesit daralması %46, %uzama= %16	$\sigma_{-1}=539$ MPa	Doktora Tezi
2	AISI 4340, $\sigma_c=1000-1450$ MPa, $\sigma_{Ak}=800-13000$ MPa, %kesit daralması %46, %uzama= %16	$\sigma_{-1}=460-600$ MPa	Pisarenka ve diğ., 1975
3	Genel konstrüksiyon çelikleri için	$0,35 * \sigma_c + 122$ MPa= $0,35 * 130 + 122 = 577$ MPa $0,45 * \sigma_{Ak} + 125 = 674$ MPa $0,25 * \sigma_c * (1 + \psi) = 477$ MPa	N.A.Sapoşnikof, 1954

5.1.2. Çentikli numunenin yorulma deneyleri

Vida diş formuna sahip çentikli numunenin yorulma çentik katsayısının bulunmasında bir dizi deney yapılarak sürekli mukavemet sınır değerleri elde edilmiştir. Şekil 5.2'den görüldüğü gibi deney sonucunda çentikli numuneler için sürekli mukavemet sınır değeri $\sigma_{-1\text{Çentik}}=196\pm 18$ MPa olarak elde edilmiştir. Buna göre yorulma deneyleri sonucunda vida diş formuna sahip çentik uç radyusu 0.508 mm ve yüksekliği 1.6 mm olan çevresel V kanallı çentikli numunenin yorulma çentik katsayısı 2,75 olarak elde edilmiştir. % 90 güven düzeyinde standart sapmalar dikkate alındığında aynı güven seviyesinde bu sonucun 2,36 ile 3,2 arasında değişebileceği görülmektedir. Vida diş formuna sahip çentik için teorik çentik katsayısı (K_t) literatür taraması sonucunda 3,6 olarak elde edilmişti. Bu sonuç literatürde teorik çentik katsayısı ile yorulma çentik katsayısının ilişkisini veren bazı grafiklerle karşılaştırıldığında sonucun uyumlu olduğu görülmüştür. Kaynakta su verilmiş çelikler için (Sertlik>200HB) 3,6 teorik çentik katsayısı için yorulma çentik katsayısı 2,75 olarak verilmektedir (Eryürek, 1993). Çentikli numune kırık görüntüleri EK-F de verilmiştir.



Şekil 5.2 : AISI 4340 Malzemedden üretilmiş çentikli numune Wöhler eğrisi

Elde edilen yorulma çentik katsayısı dikkate alınarak tezin ikinci bölümünde verilen literatürde yorulma çentik katsayısının belirlenmesi için önerilen ifadelerle yorulma çentik katsayısı hesaplanmış ve sonuçlar Tablo 5.2’de verilmiştir. Tablo incelendiğinde ve elde edilen yorulma çentik katsayısının değişim aralığı (2,36-3,2) dikkate alındığında Neuber’in (1958) ilk teklif ettiği ifade hariç bütün ifadelerin bu aralıkta sonuçlar verdiği görülmektedir. Ancak spesifik olarak en yakın sonuç Peterson (1951) tarafından verilen ifadeden elde edilmiştir. Bu ifade kullanılarak hesaplanılan yorulma çentik katsayısı K_f 2,74 ile deneysel sonuç 2,75 arasındaki fark %1’iken en büyük fark %20 ile Neuber’in 2.33 ifadesinde gerçekleşmiştir.

Tablo 5.2: Tezde elde edilen sonuçların teorik hesaplanması

	Neuber (1) Formül (2.33)	Neuber (2) Formül (2.34)	Neuber (3) Formül (2.35)	Heywood Formül (2.36)	Peterson Formül (2.37)	Doktora Tezi
Yorulma çentik katsayısı K_f	3,32	2,83	2,59	2,38	2,74	2,75

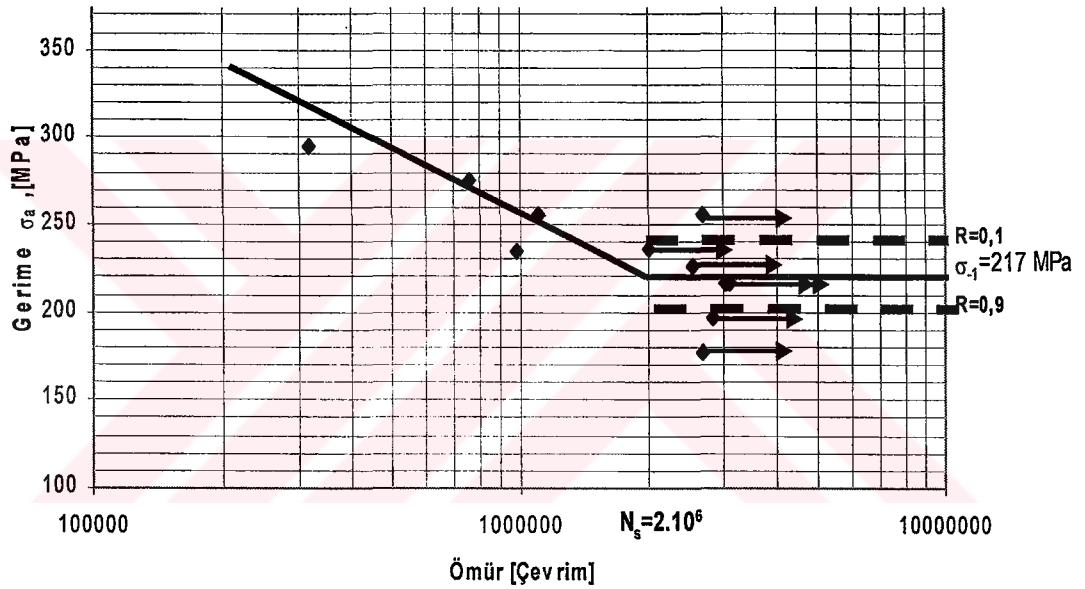
5.2. Vidalı Numunelerde İmal Faktörlerinin Yorulma Dayanımına Etkisi

Bu bölümde Bölüm 3.3’te planlanan imal faktörü kombinasyonlarında talaş kaldırma ile üretilen vidalı numunelerde imal faktörlerinin sürekli mukavemet değerine etkileri incelenmiştir. Sırası ile, kesme hızının, radyal ilerlemenin, ve takım aşınmasının profil şeması kullanılarak açılmış vidalı numunenin yorulma dayanımına etkileri araştırılmıştır. Son olarak ta, bütün imal parametreleri aynı kalmak koşulu ile kesme

şemasının profil şemasından, radyal artırılmış şemaya değiştirilmesinin numunelerin yorulma dayanımına etkisi araştırılmıştır.

5.2.1. Vidalı numunelerde optimum imal faktörlerinde yorulma dayanımı

İmal faktörlerinin yorulma dayanımına etkisini belirleyebilmek için kesme hızı ve vidanın geometrik hassasiyetine göre optimum imal faktörleri olarak literatürde verilen; profil şemasında, $V=88\text{m/dk}$, $S_r=0,1\text{ mm}$, keskin takım ve kesme sıvısı şartlarında (Paso sayısı $i=16$, dış yüksekliği $H=1,6\text{mm}$) açılmış vidalı numunelerin yorulma dayanımları referans değeri olarak $217\pm 19,97\text{ MPa}$ belirlenmiştir Bu numune gurubunda yapılan yorulma deneyi sonuçları Şekil 5.3'te ve vidalı numune kırık görüntüleri EK-F'de verilmiştir.



Şekil 5.3 : Optimum imal faktörlerinde, profil şeması kullanılarak, $V=88\text{ m/dk}$ $S_r=0,1\text{ mm}$, kesme sıvısı kullanılarak keskin takımla 16 pasoda ($H=1,6\text{ mm}$) açılmış vidalı numunenin yorulma dayanımı

Vidalı numunenin yorulma dayanımı, çentikli numunenin yorulma dayanımı ile (Şekil 5.2) karşılaştırıldığında vidalı numunenin 217 MPa'lık bir sürekli mukavemet sınırı ile çentikli numuneden %10 daha yüksek yorulma dayanımına sahip olduğu görülür. Bu fark talaş kaldırmada vida ve çentikte yüzeyin oluşumunun farklı olmasından kaynaklanabileceği gibi çentik ve vidanın yorulmaya zorlanan kesit alanı geometrisinden de kaynaklanabilir. Vidalı numune dış yüzeyine sarmal şeklinde dış dolaşmış silindirik bir numune gibi düşünülürse, sarmal dış mukavemetini artırmış olabilir. Vidanın eğilmeye zorlanan kesitinin tam olarak daire olmadığı ve çentiğin

eğilmeye zorlanan kesitinden büyük olduğu da dikkatten kaçmamalıdır (Elipsoidi andırır). Ancak kaynaklarda bu tür kesit değişimlerinin yorulma dayanımlarının aynı olduğu söylenmektedir (Tauscher, 1983). Öte yandan çentiğin minimum gerilme ve sertleşme oluşturması beklenen ince imal koşullarında açıldığı düşünülürse ve elde edilen bu sonuçlar, Heywood (1962), Nelson ve diğ. (1970), Kogayev (1977) ve Fetullayev (1981, 1983, 1996) gibi kaynaklarda rastlanan bilgilere dayanarak değerlendirildiğinde aşağıdaki sonuçlar ortaya çıkmaktadır:

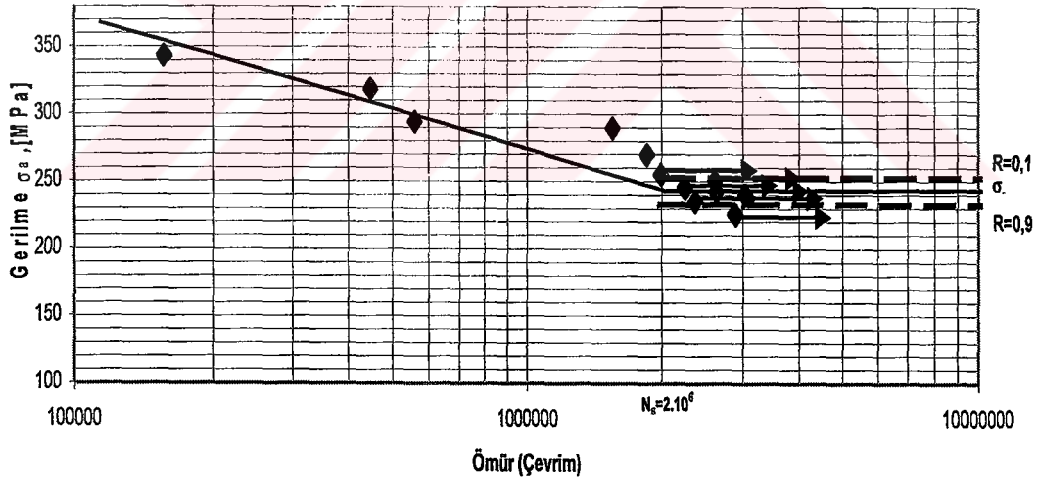
Vidanın talaş kaldırma yöntemi ile imalinde, vida dışı dibinde yüksek değerlere sahip artık çekme gerilmeleri oluşmaktadır (Fetullayev, 1983). Bu artık gerilmelerin en düşük değerleri vida açmadaki optimal kesme hızında görülmektedir (Şekil 2.47). Kaynakta bu hızın $V=92$ m/dk olduğu görülmektedir. Yapılmış bu çalışmada vidalı numuneler bu hıza yaklaşık bir hızda ($V=88$ m/dk) ve aynı kimyasal özelliklere sahip malzeme ile ve aynı takımla üretilmiştir, ancak kaynakta kullanılmış malzemenin mekanik özellikleri daha düşüktür (Akma gerilmesi $\sigma_A=685-775$ MPa, çekme dayanımı $\sigma_C=833-882$ MPa, Sertlik= $295-310$ HB). Böyle bir ortamda vida dışı dibinde $\sigma_1=800$ MPa ve $\sigma_2=300$ MPa çekme artık gerilmelerinin olduğu görülmektedir. Bu şartlarda deneylerde kullanılan vidalı numunelerde dışı dibinde bu değerlere yakın veya bunlardan daha yüksek çekme artık gerilmelerinin olduğu kabul edilebilir. Çünkü kaynaklarda imal edilen malzemenin sertliği yükseldikçe genellikle yüzeydeki artık çekme gerilmelerinin yükselebildiği görülmektedir (Wu ve Matsumoto, 1990; Jeffrey ve diğ., 2000).

Çentikli silindirik numunelerin hazırlanma koşulları dikkate alındığında (Bölüm 3) bu numunelerdeki çentik dibinde bu kadar yüksek çekme gerilmelerinin oluşabilmesi mümkün görülmemektedir. Tüm bu bilgileri silindirik numunenin yüzeyde imalden sonra oluşan artık çekme ve basma gerilmelerinin parçanın yorulma dayanımına olan etkisi ile karşılaştırıldığında parça yüzeyinde oluşan basma gerilmelerinin numunenin yorulma dayanımını yükseltmekte, çekme gerilmelerinin ise azaltmakta olduğu görülür (Şekil 2.61 ve Şekil 2.62) (Heywood, 1962; Matalin, 1977; Kogayev, 1977; Liu ve Mittal, 1998; Ifergane ve diğ., 2001, SAE HS 84). Bu nedenle çentikli numunenin yorulma dayanımının daha yüksek olması (yüzeyde çok düşük çekme veya basma artık gerilmelerinin oluşmasından dolayı) gerekmektedir. Fakat yorulma deney sonuçları bu etkiyi göstermemektedir. Deneylerde yüzeyinde

büyük artık çekme gerilmeleri olan vidalı numunenin yorulma dayanımı yüzeyinde düşük artık gerilmeler olan çentikli numunenin yorulma dayanımından daha yüksek olduğu görülmektedir. Elde edilen sonucun gerçeği ne kadar yansıttığını tespit için deneyler aynı imal faktörleri ve koşullarında aşınmış vida takımı ile de tekrar edilmiştir. Genel olarak takım aşınmasının yüzeyde daha büyük çekme artık gerilmeleri oluşturduğu bilindiğine göre, aşınmış takımla açılmış vidalı numunelerin yorulma dayanımlarının düşük olması beklenmekte idi.

5.2.2. Vidalı numunelerde takım aşınmasının yorulma dayanımına etkisi

Vidalı numune için elde edilen sonucun pekiştirilmesi ve takım aşınmasının yorulma dayanımına etkisinin incelenmesi amacı ile ilk aşamadaki vidalı numunelerin bütün imal parametreleri aynı kalmak koşulu ile, keskin takım yerine aşınmış takım kullanılarak vidalı numuneler tekrar üretilmiş ve bu durum için yorulma deneyleri tekrarlanmıştır. Takım aşınması 0,3 ve 0,6 mm olmak üzere iki seviyede uygulanmıştır. Serbest yüzeyindeki aşınma 0,3 mm olan takımla $V=88$ m/dk, $S_r=0,1$ mm'de kesme sıvısı kullanılarak açılmış vidalı numunelerin yorulma deney sonuçları Şekil 5.4'te verilmiştir.



Şekil 5.4 : Profil şeması kullanılarak, Aşınma 0.3mm, $V=88$ m/dk, $S_r=0.1$ mm, kesme sıvısı kullanılarak $i=16$ pasoda açılmış vidalı numunenin yorulma dayanımı ($H=1,6$ mm)

Şekil 5.4'ten görüldüğü gibi 0,3 mm aşınmış takımla üretilen vidalı numunelerin yorulma dayanımı 242 ± 7 MPa olarak elde edilmiştir. Talaş kaldırma sırasında artık gerilmelerin, ısıl ve mekanik etkilerden oluştuğu bilinmektedir. Talaş kaldırma işleminde ısıl etkilerin ağırlıklı olması, oluşan artık gerilmelerin çekme karakterli, mekanik etkilerin ağırlıklı olması ise artık gerilmelerin basma karakterli oluşmasına

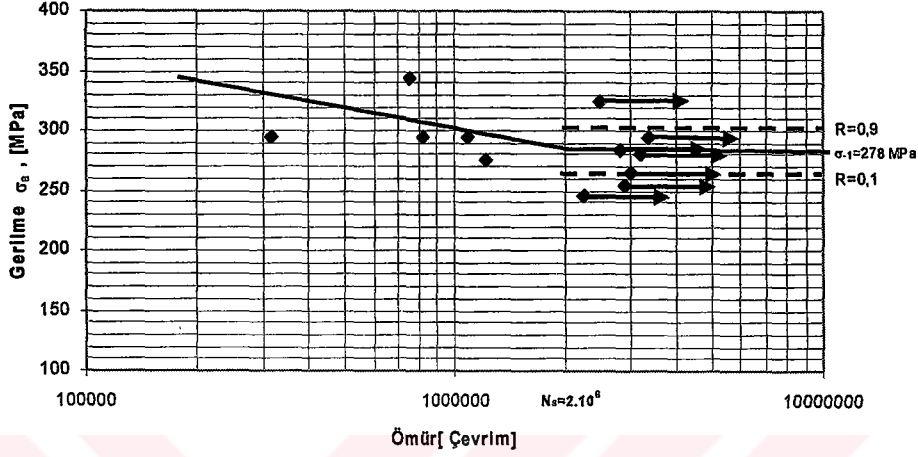
neden olmaktadır (Lin ve Lee, 1995; Alexandre ve Aspinwall, 1996; Saoubi ve diğ., 1999; Jacobus ve diğ., 2000). Takım aşınmasının ise talaş kaldırmada oluşan ısıl etkileri önemli derecede artırdığı bilinmektedir. Takım aşınması oluşan artık gerilmeler basma ise çekmeye dönüştürmekte, çekme ise bunların değerini artırmaktadır (Shaik ve Bailey, 1986; Salah ve Lui, 2000). Takım keskin iken talaşın yüzeyden kaldırılması sırasında oluşan artık gerilmelerin ana nedeni, plastik deformasyondur. Isıl etkilerin rolü çok düşüktür, ancak takımın serbest yüzeyindeki aşınma, ısıl etkileri çok büyük ölçüde artırarak, baskın hale getirmektedir (Edoardo ve diğ., 1999). Çok nadir olarak ortogonal kesmede takım aşınması sonucuna tesir eden ısıl etkiler mekanik etkilere kıyasla daha pasif kalarak olayın mekanik karakterli gerçekleşmesine katkıda bulunmuştur (Alexandre ve Aspinwall, 1996). Araştırılan vida diş dibindeki gerilmelerin ölçüm sonuçları çekme olduğuna göre takım aşınmasının da bu gerilmeleri daha da artırdığı düşünülebilir. Bu durumda takım aşınmasındaki artış ile artık çekme gerilmelerinin artması vidalı numunenin yorulma dayanımını, keskin takımla açılmış numunenin ve çentikli numunenin yorulma dayanımı ile kıyaslandığında beklendiği gibi düşürmemiştir.

Bu sonucun daha da sağlamlaştırılması için takım aşınması daha da artırılarak vidalı yorulma numuneleri aynı imal faktörlerinde tekrar üretilmiştir. 0,6 mm takım aşınmasında profil şeması kullanılarak, $V=88$ m/dk, $S_r=0,1$ mm'de kesme sıvısı kullanılarak açılmış vidalı numunelerin yorulma deney sonuçları Şekil 5.5'te verilmiştir.

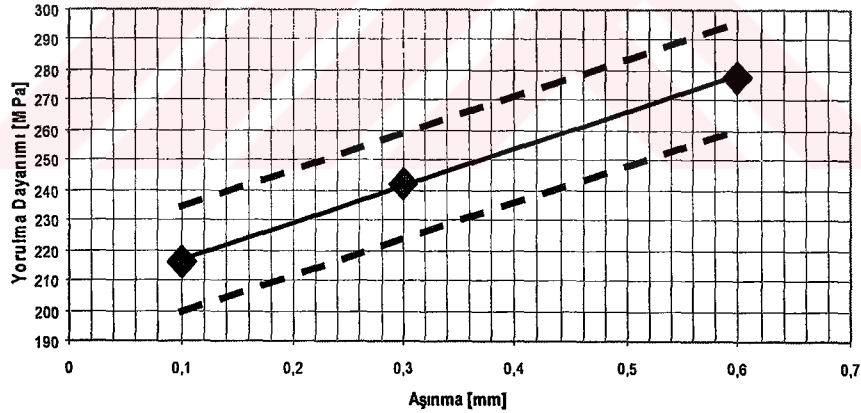
Şekil 5.5'ten görüldüğü gibi 0,6 mm aşınmış takımla üretilen vidalı numunelerin yorulma dayanımı $278,4 \pm 26,4$ MPa olmuştur. Bu durum göstermektedir ki; sadece artık gerilmelere göre yorum yapılırsa takımın aşınması ile yüzeydeki artık çekme gerilmelerinin artması vidalı numunenin yorulma dayanımını yükseltmiştir. Bu sonuç diğer araştırmalarda (Kogaev, 1977; Bannantine ve diğ., 1990; Almen ve Black, 1963, Heywood, 1962) görülen sonuçlarla uyumlu değildir. Ancak tornalamada imal faktörlerinin artık gerilmeler üzerindeki etkileri henüz çok net olarak açıklanmış değildir. Artık gerilmeler ve yüzey sertleşmesi arasındaki bağıntılar da zayıftır (Edoardo ve diğ., 1999). Bu nedenle artık gerilmelere göre yapılacak bir izah, yorulma dayanımını yorumlamakta, pek açıklayıcı olmayacaktır. Yapılan deneyler göstermektedir ki, vidalı numunelerin yüzeyinde imal sırasında oluşan artık çekme

gerilmelerinin maksimum değeri numunenin yorulma dayanımını beklediği ölçüde düşürmemekte, bazen ise hiç etkilememektedir.

Takım aşınmasının yorulma dayanımına etkisi Şekil 5.6'da verilmiştir. Bu durumda takım aşınmasının 0,6 mm'ye çıkması, keskin takımla üretilmiş numunelere göre vidalı numunelerin yorulma dayanımını %28 oranında artırdığı görülmektedir.



Şekil 5.5 : Aşınma 0,6mm, V=88 m/dk, S_r=0,1mm, kesme sıvısı kullanılarak i=16 pasoda açılmış vidalı numunenin yorulma dayanımı (H=1,6 mm)

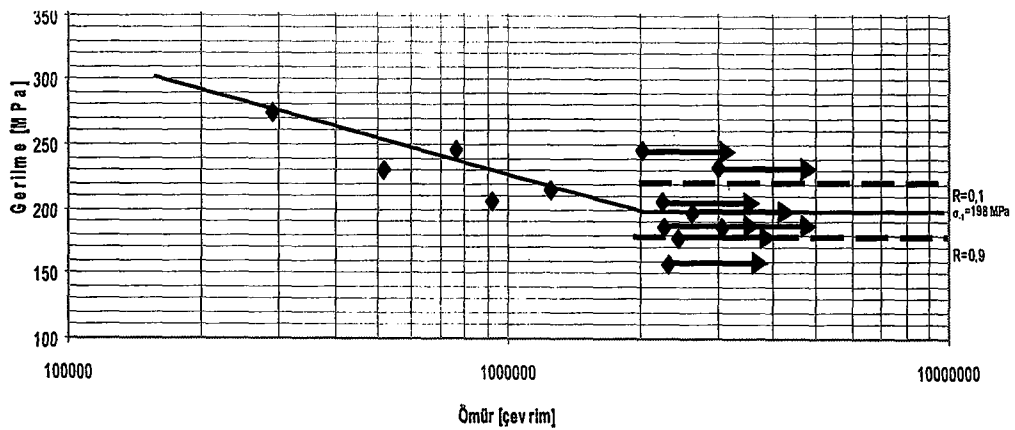


Şekil 5.6 : Takım aşınmasının vidalı numunenin yorulma dayanımına etkisi

Elde edilen sonuçlara göre, vidalı numunenin yorulma dayanımını tek bir parametre ile değerlendirmek mümkün değildir. Vidalı numunenin yorulma dayanımı imal faktörlerinin bağımsız etkilerine göre değil etkileşimleri sonucu ortaya çıkmaktadır. Bu parametrelerin sayısı ve sınırları değiştiğinde vidalı numunenin yorulma dayanımı da değişmektedir.

5.2.3. Vidalı numunelerde radyal ilerlemenin yorulma dayanımına etkisi

Profil şeması kullanılarak $V=88$ m/dk, $S_r=0,1$ mm, kesme sıvısı kullanılarak $i=16$ pasoda keskin takımla açılmış vidalı numunenin yorulma dayanımı belirlendikten sonra radyal ilerleme miktarı S_r 'nin üretilen vidalı numunelerin yorulma dayanımına etkisi araştırılmıştır. Bu amaçla bütün parametreler aynı kalmak üzere sadece radyal ilerleme S_r değiştirilerek numuneler tekrar üretilmiştir. S_r değeri $0,1$ mm'den $0,05$ mm'ye indirilerek, radyal ilerlemenin yorulma dayanımına etkisini incelemek amacı ile üretilen yorulma deney numuneleri ile yapılan deneylerin sonuçları Şekil 5.7'de verilmiştir. Şekil 5.7'den görüldüğü gibi profil şeması kullanılarak, $V=88$ m/dk, $S_r=0,05$ mm aşınmamış takımla kesme sıvısı kullanılarak üretilmiş vidalı numunelerin yorulma dayanımı 198 ± 19 MPa olarak elde edilmiştir. Bazı kaynaklardan görüldüğü gibi İlerleme (S_r) değerinin azalması; çekme gerilmelerinin ve bu gerilmelerin etkilediği derinliğin azalmasına neden olmaktadır (Bobrov,1975; Shaik ve Bailey,1986; Bouzid ve diğ.,2001; Sauobi ve diğ., 1999). Bu kaynaklara göre S_r 'nin küçülmesi yorulma dayanımının artmasına neden olmalıdır. ancak deney sonuçları bunu göstermemiştir. S_r değerinin azalması ile yorulma dayanımı da azalarak 217 MPa'dan 198 MPa'ya düşerek %9 oranında azalmıştır. Burada da yorulma dayanımının artık gerilmeler gibi tek bir etkene göre yorumlanamayacağı bir kez daha görülmüştür. Buna göre yorulma dayanımını artık gerilmelerden daha fazla etkileyen etken veya etkenler topluluğu daha etkili olmuş ve artık çekme gerilmelerinin düşmesi, yorulma dayanımı artırmamıştır.

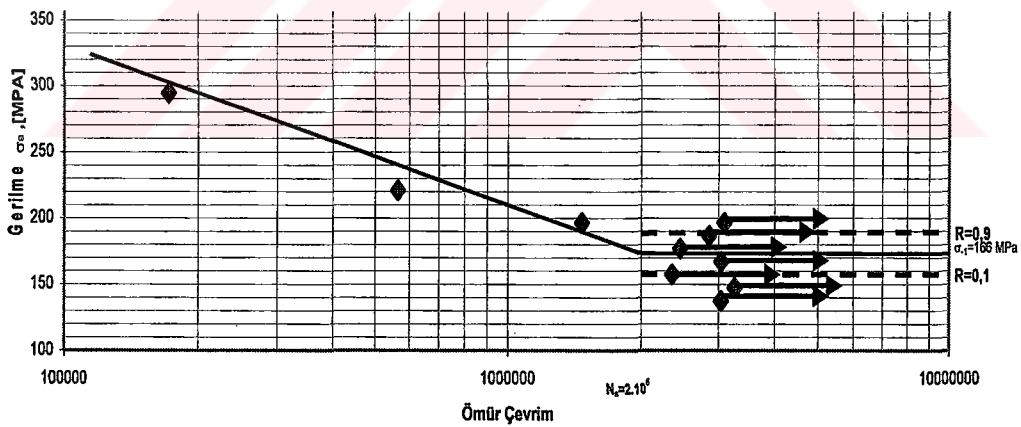


Şekil 5.7 : Profil şeması kullanılarak, $V=88$ m/dk, $S_r = 0,05$ mm aşınmamış takımla kesme sıvısı kullanılarak üretilmiş vidalı numunelerin yorulma dayanımı.

5.2.4. Vidalı numunelerde kesme hızının yorulma dayanımına etkisi

Vidalı numunelerde kesme hızının yorulma dayanımına etkisini belirlemek için takım ömrü ve boyutsal hassaslığa göre optimal şartlarından sadece kesme hızını %50 düşürüp diğer bütün faktörler aynı kalmak üzere vidalı yorulma numuneleri $V=44$ m/dk'da $S_r=0,1$ mm keskin takımla kesme sıvısı kullanarak tekrar üretilmiş ve bu numunelerin sürekli mukavemet sınırı deneylerle belirlenmiştir. Deney sonuçları Şekil 5.8'de verilmiştir.

Şekil 5.8'den görüldüğü gibi düşük hızda (44 m/dk) üretilen vidalı numunelerin yorulma dayanımı $166,4 \pm 16$ MPa olarak elde edilmiştir. Yine kaynaklar incelendiğinde kesme hızının artması ile yüzeyde oluşan artık gerilmelerin ve etkiledikleri derinliğin arttığı ve azalması ile artık gerilmelerin ve etkiledikleri derinliğin azaldığı görülmektedir (Bobrov,1975; Shaik ve Bailey,1986; Bouzid ve diğ.,2001; Sauobi ve diğ., 1999). Bu durumda çekme hızının azalması ile oluşan artık çekme gerilmelerinin de azalması ve numunenin yorulma dayanımının yükselmesi gerekirdi. Ancak böyle olmamış ve kesme hızının %50 düşmesi ile vidalı numunelerin yorulma dayanımı yüzey özelliklerindeki değişmeden dolayı 217 MPa'dan 166 MPa'a düşerek %23 azalmıştır.

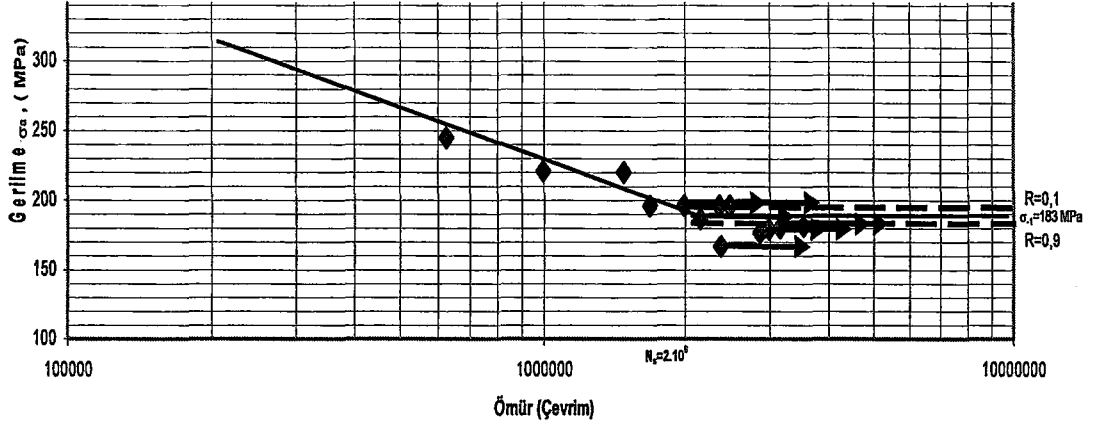


Şekil 5.8 : $V=44$ m/dk, $S_r=0,1$ mm, kesme sıvısı kullanılarak keskin takımla işlenmiş vidalı numunelerin yorulma dayanımları

5.2.5. Vidalı numunelerde radyal artırılmış profil şemasında kesmenin yorulma dayanımına etkisi

Radyal artırılmış kesme şemasının yorulma dayanımına etkisinin belirlemek amacı ile bölüm 5.2.1'de profil şemasında $V=88$ m/dk; $S_r=0,1$ mm; keskin takım ve kesme sıvısı ile açılmış numunelerin yorulma deneyleri aynı numuneleri aynı imal

faktörlerinde sadece kesme şeması değiştirilerek üretilmiş ve yorulma deneyi tekrarlanarak, kesme şemasının yorulma dayanımına etkisi incelenmiştir(Şekil 5.9).



Şekil 5.9 : Radyal artırımlı kesme şeması ile açılan vidalı numunelerin yorulma dayanımı

Şekil 5.9'dan görüldüğü gibi radyal artırımlı kesme şemasında üretilen vidalı yorulma numunelerinin yorulma dayanımı 183MPa±7 MPa olarak elde edilmiştir. Bu sonuç profil şeması ile aynı imal faktörlerinde elde edilmiş sonuçla karşılaştırıldığında yorulma dayanımı 217 MPa'dan 183 MPa'ya düşmüştür. Bunun sebebini anlayabilmek amacı ile yorulma deneylerinde kullanılan numunelerin talaş kaldırma imal faktörleri ve ortamı göz önüne alınmalıdır.

Talaş kaldırma ortamı incelendiğinde kesme hızının, radyal ilerlemenin, takım aşınmasının ve kesme şemasının talaş kaldırmaya harcanan güç ve enerji ile ilişkili olduğu görülmektedir. Bu ortamlarda güç tüketimi hesaplanmış ve yorulma dayanımı ile karşılaştırılmıştır. Talaş kaldırma sırasında oluşan yüzey pürüzlülüğü, artık gerilmeler ve sertleşmeler yorulma dayanımına birinci derecede etki eden etkenlerdir. Bölüm 4'teki araştırmalardan görülmektedir ki; talaş kaldırma ile vida açmada, diş yüksekliği arttıkça vida talaşının diş dibindeki sıkışma katsayısı yükselmektedir. Bu durum, diş dibinden kaldırılan vida talaşına harcanan gücün (özellik enerjinin) artmasını göstermektedir. Ancak güçteki bu artış kaldırılan talaşın daha fazla plastik deformasyona uğramasına neden olmaktadır. Yorulma dayanımını etkileyen deformasyon sertleşmesi ve artık gerilmeler de bu nedenle düz parçalara kıyasla vida gibi karmaşık geometrili parçalarda daha yüksek değerlere ulaşmaktadır. Bu durumda yorulma deneylerinde planlanan her bir imal faktörü kombinasyonunda, talaşın vida diş dibinden kaldırılmasına harcanan güç ile yorulma

dayanımı arasındaki ilişkinin araştırılması daha açıklayıcı olacaktır. Bölüm 4'te talaş kaldırma ortamının araştırılması ile bu imal faktörü kombinasyonlarına harcanan talaş kaldırma kuvvetleri ve güçleri hesaplanmıştır. Bu hesaplamalardan elde edilen sonuçlar şimdi yorulma deneylerinden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır (Tablo 5.3). Tabloda; vidalı yorulma numunelerinin imal faktörleri, bu esnadaki kesme kuvvetleri ve kesme gücü hesaplanarak verilmiş ve buna yorulma deney sonuçları eklenmiştir. Ayrıca tabloda her bir grup vidalı yorulma numunesi için yorulma deney sonuçlarına göre elde edilen yorulma çentik katsayıları da verilmektedir.

Tablo 5.3'de verilen değerler incelendiğinde talaş kaldırmaya birim zamanda harcanan enerjinin artması ile yorulma dayanımının da arttığı görülmüştür (Şekil 5.10). Bu durumda imal faktörlerinin yorulma dayanımına etkisi incelenirken bu faktörlerin birim zamanda talaş kaldırmaya harcanan enerjiye etkileri göz önüne alınmalıdır. Tablo 5.3'de verilen yorulma çentik katsayıları standart sapmalarda göz önüne alındığında 1,6- 3,8 değeri arasında değiştiği görülmüştür.

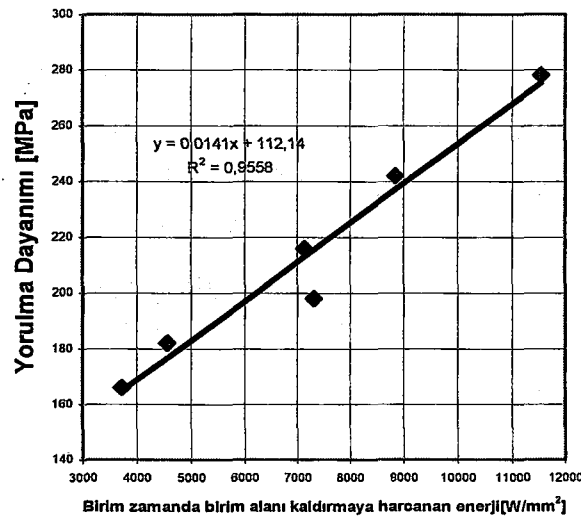
Tablo 5.4'te yorulma deneylerinin yapıldığı imal faktörlerinde diş dibi yüzeyini şekillendirmek için gereken birim zamandaki kesme enerjileri ve bunların kesme ortamına göre değişimleri % olarak verilmiştir. Kesme faktörlerindeki değişimin vida diş dibi yüzeyinden birim alandaki talaşı birim zamanda kaldırmak için (Yüzeyi şekillendirmek için) gereken enerjiye etkileri incelendiğinde 0,6 mm'lik takım aşınmasının kesme enerjisinde meydana getirdiği %62'lik artışla en büyük etken olduğu görülmektedir. Kesme enerjisindeki artışı oluşturan takım aşınması aynı zamanda vidalı numunenin yorulma dayanımında da enerjide oluşturduğu artışın yaklaşık yarısı kadar %29'luk bir artış oluşturmuştur. Diğer faktörler incelendiğinde kesme enerjisinde takım aşınmasından sonra en büyük değişimi oluşturan faktörün %47 ile hız faktörü olduğu görülmektedir. Kesme hızının yarıya inmesi ile meydana gelen kesme enerjisindeki %47'lik azalma aşınmaya benzer şekilde bu oranın yaklaşık yarısı kadar bir oranda %24 vidalı numunenin yorulma dayanımını da düşürmüştür. Aşınmanın 0,3 mm değerinde de aynı durum gerçekleşmiştir. 0,3 mm takım aşınması enerjide %24 artış oluşturmuşken yorulma dayanımında bunun yarı oranında %12 artış olmuştur. Kesme şemasının değişmesi ile enerjide meydana gelen %35 lik bir azalma da yine yorulma dayanımında yaklaşık yarısı kadar %17'lik bir

azalma oluşturmuştur. Radyal ilerleme değerinin yarıya inmesi durumunda birim alanı birim zamanda kaldırmak için gereken enerjide önemli bir değişme olmadığı gibi yorulma deneylerindeki istatistiksel dağılım göz önüne alındığında yorulma dayanımında da önemli bir değişim oluşturmamıştır.

Vida diş dibinden talaşı kaldırmaya harcanan enerjinin değişimi ile numunenin yorulma dayanımının değişimi doğrusal olarak gerçekleşmiştir. Ancak yorulma deneylerinde değiştirilen imal faktörlerinin sınırlarının vidanın geometrik hassasiyetine ve takımın ömrüne göre optimum faktörler içinde olduğu düşünüldüğünde bu doğrusal değişimin hangi sınırlar dahilinde geçerli olduğu belli değildir.

Tablo 5.3: Yorulma deneylerinde araştırılan imal parametrelerindeki kesme kuvvetleri ve enerjileri .

Kesme parametreleri	Diş dibi kesme kuvveti z bileşeni Pz [N]	Diş dibi oluşumuna harcanan birim zamandaki enerji,Güç [W]	Birim alana birim zamanda harcanan enerji [W/mm ²]	Yorulma Dayanımı [MPa]	Yorulma çentik katsayısı K _f
Sr=0,1;V=88 m/d; keskin takım	396	578	7136	217±19	2,48
Sr=0,05;V=88 m/d; keskin takım	212	310	7312	198±19	2,72
Sr=0,1;V=44 m/d; keskin takım	415	303	3741	166±15	3,24
Sr=0,1;V=88 m/d; Aşınma=0,3 mm	491	717	8852	242±7	2,22
Sr=0,1;V=88 m/d; Aşınma =0, 6 mm	641	936	11556	280±19	1,92
Sr=0,1;V=88 m/d; keskin takım Radyal art kesme şeması	254	371	4580	182±6	2,96



Şekil 5.10 : Talaş kaldırmada birim kesit alanında harcanan güç ve yorulma dayanımı ilişkisi

Tablo 5.4: Yorulma deneylerinde araştırılan imal parametrelerindeki kesme kuvvetleri ve enerjileri

	Kesme parametreleri kombinasyonları	Diş dibi kesme kuvvetinin z bileşeni Pz [N]	Birim alana birim zamanda harcanan enerji [W/mm ²]	Yorulma Dayanımı [MPa]	Birim zamandaki Kesme Enerjisindeki değişim [%]	Yorulma dayanımındaki değişim [%]
1	Sr=0,1;V=88 m/d; keskin takım	396	7136	217	Referans	Referans
2	Sr=0,05;V=88 m/d; keskin takım	212	7312	198	+%2	-4
3	Sr=0,1;V=44 m/d; keskin takım	415	3741	166	-%47	-24
4	Sr=0,1;V=88 m/d; Aşınma=0,3 mm	491	8852	242	+%24	+12
5	Sr=0,1;V=88 m/d; Aşınma =0,6 mm	641	11556	279	+%62	+29
6	Sr=0,1;V=88 m/d; keskin takım, radyal art. kesme şeması	254	4580	182	-%35	-17

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Günümüzde endüstride kullanılan vidalar çok çeşitli ortamlarda ve bazen zor çalışma koşullarında kullanılmaktadırlar. Bunlardan çalışma şartları ve ortamı en ağır olanlardan birisi petrol sanayiinde sondaj borularında kullanılan vidalı birleşmelerdir. Vidalı birleşmeler sondaj kuyusunda çeşitli zorlama türlerine ve kombinasyonlarına maruz kalarak vidalı bağlantı noktasından hasara uğramaktadırlar. Bu durum çok yüksek maliyetlerle telafi edilebilmektedir. Bu nedenle borulardaki vidalı bağlantı elemanlarının imalatı çok büyük önem kazanmaktadır. Vidalar geometrik hassasiyetleri nedeni ile talaş kaldırma ile tornada açılmaktadırlar. Bu durumda talaş kaldırmanın proses parametreleri önem kazanmaktadır.

Talaş kaldırmanın yüzeye en önemli etkileri yüzeyde oluşturduğu artık gerilmeler, yüzey sertleşmesi ve pürüzlülüğüdür. Bu etkenler de yüzeyi şekillendirmeye harcanan enerjiye bağlıdır. Bu nedenle araştırmada vidanın dış dibinin şekillendirilmesi sırasında gerekli kesme kuvvetleri ve kesme enerjisi hesaplanmıştır. Tüm vidada sadece dış dibi kesit alanına gelen kuvvetin deneysel olarak belirlenmesi mümkün olmadığından dış dibini şekillendirmek için gerekli kesme kuvvetleri hesaplanmıştır. Hesaplamalarda laboratuvarında uygulanmasının kolay olması nedeni ile Zorev modeli tercih edilmiştir. Bu modele göre malzemenin kayma akma gerilmesi belirlenmiş vidanın dış dibi ve yanaklarında talaş sıkışma katsayıları deneysel olarak elde edilmiş ve vida profilinin istenilen bölgelerinde kesme kuvvetleri ayrı ayrı hesaplanmıştır.

İmal faktörlerinin vidalı numunenin yorulma dayanımına etkisinin araştırılması, numunelerin hassas olarak üretilmesine bağlıdır. Bu nedenle torna tezgâhının rijitliği geliştirilen bir yataklama aparatı ile artırılmıştır. Yorulma numuneleri universal torna tezgâhında işlendiği için numune çapı (istenilen kesme hızının sağlanabilmesi ve elle açılabilmesi için) 20 mm'ye düşürülebilmektedir.

20 mm çapında yorulma numunelerini test etmek için R.R.Moore tipi dört noktadan dönel eğmeli yorulma test makinesi tasarlanıp, imal edilmiş ve kalibrasyonu yapılmıştır. Yorulma deneylerine başlandığında, silindirik numunelerle yorulma deneyleri gerçekleştirilerek, deney makinesinin verdiği sonuç kaynaklarla karşılaştırılmış ve cihaz kalibrasyonu doğrulanmıştır. Daha sonra vida diş formuna sahip çentikli numunelerin yorulma deneyleri yapılmıştır. Böylelikle entikli numune için elde edilen sonuçlarla kaynaklar karşılaştırılmak sureti ile cihaz kalibrasyonu bir kez daha doğrulanmıştır. Vidalı numuneler üzerinde yorulma deneylerini gerçekleştirebilmek için özel vidalı yorulma numunesi tasarlanıp deneysel olarak iyileştirilmiş ve numunenin boyutları vidalı kısımdan hasara uğrayacak şekilde belirlenmiştir. Vidalı numuneler üzerinde yapılan deneylerde kesme hızı, radyal ilerleme, takım aşınması ve kesme şemasının yorulma dayanımına etkisi belirlenmiştir.

Vidalı ve çentikli numunelerin deney sonuçları, çentiğin vidayı tam olarak temsil etmediğini, vidalı numunelerin imal faktörlerine bağlı olarak yorulma dayanımında geniş bir dağılım sergilediğini göstermiştir. Talaş kaldırma deneylerinde elde edilen verilere göre Zorev modeli kullanılarak yapılan hesaplamalar, vidalı elemanın yorulma dayanımının vida diş dibini şekillendirmeye harcanan enerji ile doğrusal orantılı değiştiğini göstermiştir. Bu çalışmada yapılan araştırmalarda elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir.

6.1. Sonuçlar

- 1 Yorulma deney sonuçlarında vida diş formuna sahip çentik için elde edilen çentik katsayısı ile değişik imal faktörlerinde üretilmiş vidalı numuneler için elde edilen yorulma çentik katsayısı karşılaştırıldığında vidalı numunelerin yorulma çentik katsayıları imal faktörlerine bağlı olarak geniş bir dağılım göstermiştir ($K_f=1,6-3,8$). entik için elde edilen yorulma çentik katsayısı daha dar bir aralıktaki değişmiştir ($K_f=2,32-3,2$). Bu durum çentiğin vidayı tam olarak temsil etmediğini göstermiştir.

- 2 Gerçekleştirilen tez çalışmasında hassas vidaların talaş kaldırma ile açılmasında takım ömrüne ve vidanın elemanlarının hassasiyetinin sağlanılmasına göre optimize edilmiş işlem parametrelerinin (Kesme hızı $V=44-88$ m/dk, radyal ilerleme $S_r=0,05$; 0,1 mm, kesme sıvısı kullanılan ortam, takımın serbest yüzeyindeki aşınma 0,05-0,6 mm, kesme şeması) vidalı numunenin tam değişken yorulma dayanımına etkisi belirlenmiştir.
- 3 Yorulma deney sonuçlarına göre denenen parametreler arasında yorulma deneyini en fazla etkileyen parametreler takım aşınması ve kesme hızı olmuştur. Takım aşınmasının 0,6 mm'ye çıkması yorulma dayanımında %29'luk bir artış oluşturmuştur.
- 4 Kesme hızının 2 kat azalması (88 m/dk'dan 44 m/dk'ya inmesi) vidalı yorulma numunelerinin yorulma dayanımını %23, radyal ilerlemenin iki kat azalması (S_r 'nin 0,1 mm'den 0,05 mm'ye inmesi) %9 azaltmıştır. Bu durum kesme hızının yorulma davranışına ilerlemeden daha fazla etkisinin olduğunu göstermektedir.
- 5 Çalışmalar göstermiştir ki yalnız bir imal faktörünün farklı değerleri veya bu faktörün vida yüzey tabakasının oluşmasına etkisinin değerlendirilmesi ile vidanın yorulma dayanımının değerlendirilmesinde güvenilir, analitik bir ilişki kurmak mümkün değildir. Kesme şeması değiştiğinde kesme hızı, radyal ilerleme, kesme ortamı aynı olmasına rağmen yorulma dayanımı da değişmiştir. Vidalı numunenin yorulma dayanımını bütün faktörlerin toplamı değiştirmektedir. Bu faktörlerin bütünleştirilmiş göstergesi talaşın sıkışma katsayısı K_a ve kesme kuvveti P_z 'dir. Bu parametrelerin büyümesi ile vida dişi profilinden kaldırılan tabakanın talaşa dönüşmesine harcanan enerji artmaktadır.
- 6 Deney sonuçları göstermiştir ki teknolojik faktörlerin değişmesi vidalı numunenin yorulma dayanımı 166 MPa ile 279 MPa arasında değiştirmiştir. Bunun nedeni vida dişi profilinden farklı teknolojik ortamlarda, kaldırılan tabakanın talaşa dönüşmesine harcanan enerjinin değişken olmasıdır.
- 7 Vida dişi profilinden kaldırılan tabakanın talaşa dönüşmesine harcanan birim zamandaki enerjinin artması vidalı numunenin yorulma dayanımını yükseltmektedir.

8 Yapılmış çalışmalarda vidalı numunenin hazırlanma yöntemi, yorulma deneylerinin yapılış yöntemi, vida açmada sıkışma katsayısının değerlendirme yöntemi ve kesme kuvvetlerinin analitik hesaplama yöntemi işlenmiş ve uygulanmıştır.

6.2. Bilime Katkılar

Bu çalışmada; talaş kaldırma açısından vida yüzeyinin oluşumu incelenmiş ve dış yüksekliği arttıkça talaş kaldırma ortamının zorlaştığı gösterilmiştir. Talaş kaldırma ortamının ağırlaşmasının en önemli göstergesi, talaş sıkışma katsayısının dış yüksekliği ile büyümesidir. Talaş sıkışma katsayısının büyümesi, talaş kaldırmaya değil, plastik deformasyona harcanan enerjinin artması anlamına gelmektedir. Bu nedenle vida dış dibinde birim alana harcanan enerji artmakta ve kesme verimi düşmektedir. Bu sonuçlar deneysel olarak elde edilmiş ve vida dış yüzeyinin oluşumunu açıklayan araştırma sonuçları literatüre kazandırılmıştır. Üç boyutlu kesme durumu olan vida kesmeye literatürde ortogonal kesme için verilen kesme kuvveti hesaplama modeli uygulanmıştır.

Talaş kaldırma ile ilgili hesaplamalarda, vida dış dibinde belirlenmiş ortalama talaş sıkışma (yığılma, büzüşme) katsayısı kullanılmıştır. Hesaplamaların deneysel sonuçlara daha yakın değerler vermesi için talaş sıkışma katsayısının profil boyunca nasıl değiştiği ayrıntılı olarak incelenmemiş, hesaplamalar vida dış dibi kısmındaki ortalama sıkışma katsayısı belirlenerek yapılmıştır. Bu çalışmadaki hesaplamalar talaş 2 yanak ve bir dış dibi kısımlarına bölünerek yapılmıştır.

Talaş kaldırma ile ASTM standartlarında tavsiye edilen ince tornalama koşullarında vida dış formuna sahip çentikli numunelerin ve talaş kaldırma ile farklı imal faktörlerinde üretilmiş vidalı numunelerin yorulma çentik katsayıları belirlenerek, vidalı numunelerin gösterdiği dağılımın, çentikli numune tarafından tam olarak temsil edilmediği belirlenmiştir. Bu durumda vidalı numunelerin her bir imal parametresi kombinasyonunda yorulma çentik katsayısının belirlenmesi için ayrı ayrı deneylerin yapılması gerekmektedir.

Talaş kaldırma ile üretilen vidalı numunelerin imal faktörlerine bağlı olarak vida açmaya harcanan enerji ile vidalı elemanın yorulma dayanımını arasındaki ilişki

belirlenmiştir. Yorulma dayanımlarındaki dağılım incelendiğinde; bütün imal faktörleri için vida dış dibinde talaş kaldırmaya birim zamanda harcanan enerji hesaplanmış ve bu enerjinin artışı ile birlikte yorulma dayanımının arttığı gösterilmiştir.

6.3. Öneriler

Talaş kaldırmadaki imal faktörleri ile yorulma dayanımı arasındaki ilişkinin daha net anlaşılabilmesi için bu faktörlerin oluşturduğu artık gerilmelerin ve oluşan yüzey sertleşmesinin ölçülmesi konunun daha da açıklanmasına yardımcı olacaktır. Ancak bu çalışmada konu ile ilgili literatür kaynakların taranması ile konu açıklanmaya çalışılmıştır. Bundan sonra yapılacak yeni çalışmalarda aşağıdaki problemlerin teorik ve deneysel yöntemlerle araştırılması ve doktora tezindeki çalışmaların genişletilmesi gerekmektedir.

1. Sonucun pekişmesi için vidanın tam değişken dönel eğmeli yorulma deneyleri yanında, tam değişken çekme-basma, burulma ve bunların çeşitli kombinasyonlarında bileşik gerilmeli yorulma deneylerinin yapılması.
2. Doktora tezinde; talaş kaldırma ile ilgili deneylerin genişletilerek, daha kapsamlı teknolojik ortamlarda yapılması, özel bir takım malzeme çifti için gerçekleştirilen talaş kaldırma ve yorulma deneylerinin, değişik yeni malzeme ve takım çiftleri için uygulanması
3. Vida açmada, vida kaleminin serbest yüzeyinde oluşan kuvvetlerin hem deneysel hem de teorik yöntemlerle belirlenmesi ve elde edilmiş sonuçların genelleştirilmesi için yeni araştırmaların yapılması
4. Hassas vidaların açılmasında, gelişmiş teknolojilerin kullanılabilmesi ile ilgili olarak optimizasyon sınırlarının değiştirilebilmesi ve vidaların imalinde ekonomik göstergelere dayanarak yeni optimizasyon parametrelerinin ve sınırlarının belirlenmesi.
5. Yüzeyden kaldırılan tabakanın talaşa dönüşmesine harcanan enerjinin vidalı parçanın yorulma dayanımına etkisinin daha detaylı ve kapsamlı olarak araştırılması ve talaş kaldırmaya harcanan enerjinin hangi kısmının (kayma

düzleminde plastik deformasyona harcanan enerji, takımın talaş ve serbest yüzeylerinde sürtünmeye harcanan enerji) yorulma dayanımını daha fazla etkilediğinin belirlenmesi.

6. Kesme kuvveti ve enerji hesaplamalarında talaşın dış dibinde de birkaç kısma bölünerek sıkışma katsayıları dış dibinde ayrı ayrı birkaç noktada belirlenmesi talaş kaldırma ile ilgili hesaplamalarda deneysel verilere elde edilen yakınlıktan daha hassas sonuçlar verebilir.



KAYNAKLAR

- Abuladze N. G.**, 1962. Talaşın talaş yüzeyi ile temas alanlarının karakteri ve uzunluğu, Titanyum Alaşımli Malzemelerin İşlenme Kabiliyeti, Kuybişev, 67-68 (Rusça).
- Açerkan N. C.**, 1968. Talaş kaldırma Tezgahları I-II, Mashinostroenie, Moskova (Rusça).
- Akkurt M.**, 1985. Takım Tezgahları Talaş Kaldırma Yöntemleri ve Teknolojisi, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Akkurt M.**, 1990. Makina Elemanları, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Akkurt M.**, 1997. Makine Konstrüksiyonunda Güvenirlik, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Akyıldız H. K., Sarıtaş S.**, 1999. Bilyalı dövmenin Fe+%2Cu+% 0. 5C T/M çeliğın yorulma dayanımına etkisinin araştırılması, *Uluslararası Katılımlı II. Ulusal Toz Metalurjisi Konferansı*, ODTÜ, Ankara.
- Alam, A. M. ; Chieragatti, R. ; Akamatsu, M. Caumel**, 1997. Effect of machining procedures on the surface state of a low carbon steel, *Scripta Materialia*, **37**, 1559-1567.
- Alexandre M. A, Aspinwall D. K.**, 1996 The Surface Integrity of Turned and Ground Hardened Bearing Steel, *Wear*, **196**, 279-284.
- Almen J. O, Black H. P.**, 1963. Residual Stresses and Fatigue in Metals, McGraw-Hill Book Company, 62-21240, New York, USA.
- Altıntaş Y.**, 2000. Manufacturing Automation, Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design, Cambrige University Press, Cambrige, U.K.
- ANSI/ASME B. 1. 20.** 1-1983 (1992R), American National Standards, Threaded Pipe Connections, General Purpose.
- API SPEC 7 Add. 1**, 2002, Specifications For Rotary Drill Stem Elements, 40th Ed., 31 ve 76-77.
- Aran A.**, 1989. Makina Parçalarının Tasarım ve İmalatında Artık Gerilmelerin Önemi, *Mühendis ve Makina*, **356**, 5-9, İstanbul.

- Arola D., Williams C. L.**, 2001. Estimating the Fatigue Stress Concentration Factor of Machined Surfaces, *Int. J. of Fatigue*, **24**, 923-930.
- Astakhov V. P.**, 1999a. Metal Cutting Mechanics, CRC Pres, New York, USA.
- Astakhov V. P.**, 1999b. A Treatise on Material Characterization in Metal Cutting Process. Part I: A Novel Approach and Experimental Verification, *J. of materials Processing Technology*, **96**, 22-30.
- Astakhov V. P., Shvets S.**, 2004. The Assessment of the Plastic deformation in metal cutting, *J. of materials Processing Technology*, **146**, 193-202.
- Bannantine A. J., Jes J. C., Handrock J. L.**, 1990. Fundamentals of Metal Fatigue Analyses, Prentice Hall, New Jersey, USA.
- Bilizniyansky A. C., Borodayev C. F. ve Diğ.**, 1950, Makine Mühendisliği El Kitabı, Mashgiz, Moskova (Rusça).
- Birger I. A.**, 1963., Artık Gerilmeler, Mashinostroenie, Moskova (Rusça).
- Birger I. A., Iosileviç G. B.**, 1973., Vidalı Birleşmeler, Mashinostroenie, Moskova (Rusça).
- Bobrov V. F.**, 1975. Talaş Kaldırma Teorisinin Esasları, Mashinostroenie, Moskova (Rusça).
- Boothroyd G.**, 1963. Temperatures in ortogonal metal cutting, *Proc. Inst. Mech. Eng*, London, 177.
- Bouzid S.W., Ben Salah N., Lebrun J.L.**, 2001. Influence of machining by finishing milling on surface characteristics, *Int. J. of Machine Tools & Manufacture*, **41**, 443-450.
- Bricks A.A.**, 1896. Metal Kesme, St Petersburg, Russia
- Chen W.**, 2000. Cutting forces and surface finish when machining medium hardness steel using CBN tolls, *Int. J. of Machine Tools & Manufacture*, **40**, 455-466.
- Chou K. Y.**, 2002. Surface hardening of AISI 4340 steelby machining a preliminary investigation, *J. of Materials Processing Technology*, **124**, 171-177.
- Degarmo, E. P., Black J. T., Kosher R. A.**, 1988. Materials and Processes in Manufacturing, McMilan Publishing Co, New York, USA.
- Edoardo C., Piermaria D., Gianluca B., Alessandro B.**, 1999. Residual stresses and surface roughness in turning, *J. of Eng. Materials and Technology*, **121**, 346-351.
- EI-Wardany T. I., Kishawy H. A., Elbestawi M. A.**, 2000. Surface integrity of die materials in high speed hard machining, Part2: Microhardness

variations and residual stresses, Transactions of ASME, *J. of Manufacturing Science and Engineering*, **122**, 632-641.

- Eibull W.**, 1961. Fatigue Testing and Analysis Results, Pergamon Press, New-York.
- Ernst H.**, 1938. Physics of Metal Cutting in Machining of Metals, American Society for Metals, Metals Park, OH.
- Eryürek B.**, 1993. Hasar Analizi, İ.T.Ü. Makine Fakültesi, Gümüşsuyu, İstanbul.
- Fetullayev E. K.**, 1973. Talaş kaldırma yöntemi ile imal edilmiş vidaların yüzey katının incelenmesi, Ulusal Petrol Sanayisinde Kullanılan Vidaların İmalatı Kongresi, 175-185, Bakü, Azerbaycan
- Fetullayev, E. K.**, 1980a. Vidaların Talaş Kaldırma İle İmalatında Vidanın Dış Dibinde Meydana Gelen Gerime Konsantrasyonun Belirlenmesi, *Doktora Tezi*, Leningrad, (Rusça).
- Fetullayev E. K.**, 1980b. Yiv Açmada Isı Olayının Vidalardaki Artık Gerilmelerin Konsantrasyonuna Etkisi, *Vidaların Oluşması ve Kontrolündeki İleri Teknolojiler Kongresi*, Tula, Rus federatif Cumhuriyeti (Rusça).
- Fetullayev E. K.**, 1981. İmal koşulları ve faktörlerinin vidalı birleşmenin dayanımına etkisi, *Azerbaycan Politeknik Enstitüsü İlmî Eserler Dergisi*, UDK 612. 9. 015:621. 99, 127-134, Bakü, Azerbaycan (Rusça).
- Fetullayev E. K.**, 1983. Vidaların Talaş kaldırma ile imalatında imalfaktörleri ve imalat koşullarının vidalardaki gerilme konsantrasyonuna etkisi, Doktora tezi özeti, Leningrad Politeknik Enstitüsü, Leningrad (Rusça).
- Fetullayev E. K.**, 1984a. Petrol Üretiminde Kullanılan Elemanların Yeni Takım Malzemeli Kalemlerle İmali, *Kafkas Cumhuriyetleri Üniversiteleri Öğretim Üyeleri Kongresi*, 27-28, Tiflis, Gürcistan (Rusça).
- Fetullayev E. K.**, 1984b. Petrol üretiminde kullanılan parçaların seramik takımlarla imalinin incelenmesi, Makale, *Azerbaycan Politeknik Enstitüsü İlmî Eserler Dergisi*, 3, 84-89, Bakü, Azerbaycan.
- Fetullayev E. K.**, 1996. Vidalarda meydana gelen artık gerilmelerin teknolojik faktörlere bağlı olarak tayin edilmesi, 7. *Uluslararası Makina Tasarım ve İmalat Kongresi*, 11-13 Eylül, ODTÜ, Ankara.
- Fetullayev E. K.**, 1998. Talaş kaldırma yöntemi ile üretilen vidalı elemanların yüzey katında oluşan artık gerilmenin vida elemanlarına etkisi, 8. *Uluslararası Makine Tasarım ve İmalat Kongresi*, 9-11 Eylül, ODTÜ Ankara.
- Fetullayev E. K.**, **Akyıldız H. K.**, 2001 Teknolojik atık gerilmelerin makina parçalarının imalatında önemi, *Makina Müh. Odası Bülteni*, **22**, 26-28, Kayseri.

- Fetullayev E. K., Akyıldız H. K., Livatyalı H.,** 2003. Karmaşık biçimli parçaların talaş kaldırma ile imalinde kayma açısının belirlenmesi, *II. Makine Tasarım ve İmalat Teknolojileri Kongresi*, 26-27 Eylül, Konya, Türkiye.
- Fetullayev E. K., Akyıldız H. K., Livatyalı H. Kılık R.,** 2004. Talaş kaldırma ile vida açmada kesme kuvvetlerinin hesaplanması, *The Elevent Int. Conference on Machine Design and Production*, 13-15 October, Antalya, Turkey.
- Gerber T. L., Fuchs H. O.,** 1970. Improvement in fatigue strength of notched bars by compressive self stresses, *ASTM STPM 467*, 276-295.
- Gordon M. B.,** 1972. Sürtünme ve yağlamanın talaş kaldırmada araştırılması, Talaş Kaldırmada Sürtünme, Ceboksari Üniversitesi, 3-137 (Rusça).
- Heywood R. B.,** 1962. *Designing Against Fatigue*, Chapman and Hall Ltd. London, U.K.
- Hill R.,** 1950. *The Mathematical Theory of Plasticity*, Oxford University Press, London, U.K.
- Horger J. O and Neifert H. R.,** 1952. Effect of Surface Conditions on Fatigue Properties, *Surface Treatments of Metals*, ASM Technical Books and Publications, New York, USA.
- Ifergane S., Eliaz N., Stern N., Kogan E., Shemesh G., Sheinkopf H., Eliezer D.,** 2001. The effect of manufacturing processes on the fatigue life of aeronautical bolts, *Engineering Failure Analysis*, June, Pergamon, **8**, 227-235.
- Jacobus Kurt, Devor R. E., Kapoor S. G.,** 2000. Machining induced residual stress: Experimentation and Modelling, *Transactions of ASME, J. of Manufacturing Science Engineering*, **122**, 20-31.
- Jang D. Y., Watkins T. R., Kozaczek K. J., Hubbard C. R. and Cavin O. B.,** 1996. Surface residual stresses in machined austenitic stainless steel, *Wear*, **194**, 168-173.
- Jefrey D. T, Shreyes N. Melkote, Roberta A. Peascoe, Thomas R. Watkins,** 2000, Effect of Cutting-Geometry and Workpiece Hardnes on Surface Residual Stresses in Finish Hard Turning of AISI 52100 Stell, *Transactions of ASME, J. of Manufacturing Science Engineering*, **122**, 642-649.
- Kattwinkel W.,** 1957 Untersuchungen an schneiden spannender werkzeuge mit hilfe der spannungsoptik, *industrie-Anzeiger* No 36.
- Kerşenbaum A. I, Karpov. S. M., Musatov V. F., Suleymanov V. N,** 1973. Büyük çaplı ve hatveli hassas vidaların hızlandırılmış yöntemle imalinin araştırılma metodu, *Ulusal Petrol Sanayisinde Kullanılan Vidaların İmalatı Kongresi*, 30-37, Bakü, Azerbaycan.

- Kobayashi S, Thomsen, E.G.**, 1962. Metal Cutting Analysis-I : New Parameter, *Tarnas. ASME, J. Eng. Ind.*, 71-80.
- Koçanda S.**, 1972. Metallerin Yorulma Dayanımı, *Wwdawnictwa, Warszawa*, (Rusça, Lehceden Rusçaya çeviri).
- Kogayev V. P.**, 1977. Değişken İşaretili Gerilmelerde Mukavemet Hesabı, *Mashinostroenie, Moskova* (Rusça).
- Kravçanka B. A.**, 1959. Takımın Serbest Yüzeyindeki Basınç olayı, *Kuybişev Uçak Enstitüsü Bilimsel Eserleri, Sayı 9, Kyubişev, Rusya*, (Rusça).
- Kudraçev I. V.**, 1967. Makine Üretiminde Kullanılan Malzemeler, 5 Ciltlik Malumat Kitabı, Cilt, 2, *Mashinostroenie Moskova* (Rusça).
- Kufarev G.H.**, 1957. Talaş kaldırmada plastik deformasyonun deneysel olarak incelenmesi, *SSSR Yüksek Tahsil Meselelerinin Haberleri, Mashinostroenie, No:7, 67-71, Moskova* (Rusça)
- Kuznesov V. P.**, 1944. *Katı Malzemelerin Fiziği Dergisi*, Cilt 3, Moskova (Rusça)
- Krivauhov V. A.**, 1945. Metallerin Yüzey Tabakasının Talaş Kaldırma Sonucunda Deformasyonu, *Mashgiz 1945* (Rusça)
- Laçinyan L. A, Ugarov. S. A**, 1975. Jeolojik Deneme Kuyularının Delinmesinde Kullanılan Boru ve Boru Birleşmelerinin Hesabı Tasarımı ve Uygulaması, *Nedra, Moskova* (Rusça).
- Lee E. H., Shaffer B. W.**, 1951. The Theory of Plasticity Applied to a Problem of Machining, *ASME, J. Appl. Mech.* **18**, 405-413
- Lin Zone-ching, Lee Been-yan**, 1995. Investigation of the residual stress of a machined workpiece considering tool flank wear, *J. of Materials Processing Technology*, **51**, 1-24.
- Liu C. R. and Mittal S.**, 1998. Optimal pre-stressing the surface of a component by superfinish hard turning for maximum fatigue life in rolling contact, *Wear*, **219**, 128-140.
- Makarov A. D.**, 1966. Talaş kaldırma takımlarının aşınması ve dayanımı, *Mashinostroenie, Moskova* (Rusça).
- Matalin A. A**, 1977. Mekanik İmalat Teknolojisi, *Mashinostroenie, Leningrad* (Rusça).
- Matsumoto Y., Magda D., Hoepner D. W., Kim T. Y.**, 1991. Effect of Machining Processes on The Fatigue Strength of Hardened AISI 4340 Steel, *J. of Engineering For Industry*, **113**, 154-159
- Memmedov D. M, Fetullayev E. K**, 1973a. Vida Oluşturma Metotlarının Vidanın Yüzey Kalitesine Etkisi, *Kafkas Cumhuriyetleri Üniversiteleri Öğretim Üyeleri Kongresi*, 87-88, Bakü, Azerbaycan (Rusça).

- Memmedov D. M, Fetullayev EK**, 1973b. Talaş Kaldırma ile İmal Edilmiş Vidaların Yüzey Katının İncelenmesi, *Uluslararası Petrol sanayisinde Kullanılan Konik vida Birleşmeleri Teknolojisi Kongresi*, 175-184, Bakü (Rusça).
- Memmedov D. M, Fetullayev E. K.**, 1977. Vidalarda Artık Gerilmelerin Oluşma Mekanizmasının Araştırılması, *Kafkas Cumhuriyetleri Üniversiteleri Öğretim Üyeleri Kongresi*, 22-23, Tiflis, Gürcistan (Rusça).
- Memmedov D. M, Fetullayev E. K.**, 1978. Kazma Kıfıllarında Artık Gerilmelerin tayin edilmesi, *Azerbaycan Petrol Sanayisi Dergisi*, 6, 42-45, Bakü, Azerbaycan (Rusça).
- Memmedov D. M, Serebrenikov G. Z, Fetullayev EK**, 1977. Vidalarda Artık Gerilmelerin Belirlenmesi için Gereken Numunelerin Ölçülerinin Belirlenmesi, *Azerbaycan Petrol Sanayisi Dergisi*, 1, 54-56, Bakü, Azerbaycan, (Rusça).
- Merchant M. E.**, 1945. Mechanics of the Metal Cutting Process., *J. Appl. Phys.* 16, 267-274.
- Mittal S. and Liu C. R.**, 1998. A method of modeling residual stresses in superfinish hard turning, *Wear*, 218, 21-33.
- Nelson D. V., Ricklefs R. E., and Ewans W. P.**, 1970. The role of residual stress in increasing lo-ng-life fatigue strength of notched machine members, *ASTM STPM 467*, 228-253.
- Neuber H.**, 1958, Kerbspannungslehre, Springer-Verlag, Berlin.
- Nieman G**, 1969. Makine Elemanları (Almancadan çeviri), Matbaa teknisyenleri Koll. Şti, İstanbul.
- Novovic D., Dewes R. C., Aspinwall D. K., Voice W., Bowen P.**, 2003. The effect of machined topography and integrity on fatigue life, *Int. J. of Machine Tools & Manufacture*, 44, 125-134.
- Oxley P.B.L.**, 1989. Mechanics of Machining, Chichester: Ellis Horwood.
- Palmer W.B., Oxley P.L.B.**, 1959. Proc. Instn. Mech. Engrs. 173, 623.
- Peterson R. E.**, 1951. Design Factors for Stress Concentrations, Parts 1 to 5, Machine Design, February-July.
- Pisarenka G. S., Yakovlev A. P., Matveev V. V.**, 1975. Mukavemet El kitabı, Naukova Duuka, Kiyev, Rusya
- Podlesova N. A.**, 1970. Çok pasolu hızlı vida açmanın araştırılması, *Doktora tezi*, Qubişev Politeknik Enstitüsü, Qubişev, Rusya (Rusça).
- Podzey A. B, Sulima A. M.**, 1973. Teknolojik Artık Gerilmeler, Mashinostroenie, Moskova (Rusça).

- Podzey A. V., Sulima A. M, Yegstegniyev M. I., Serebrenikov G. Z., 1973.** Teknolojik artık gerilmeler, Mashinostroenie, Moskova (Rusça)
- Poletika M. F., 1964.** Metallerin Talaş Kaldırma İle İmalinde Talaş Oluşma Mekanizmasının Bazı Problemleri, *Izvestiya Tomskogo Politeknıçacıkogo Institututa*, T 124.
- Poletika M. F., 1965.** Metallerin talaş kaldırma ile imalinde takımın kesici kısmının hesabında temas alanlarındaki olayların göz önüne alınması, *Izvestiya Tomskogo Politeknıçacıkogo Institututa*, T133.
- Poletika M. F., 1969.** Talaş kaldırma takımlarının temas alanlarındaki kuvvetler, Mashinostroenie, Moskova (Rusça).
- Reznikov, A. N., 1969.** Talaş Kaldırmanın Isı Fiziği (termofiziği), Mashinostroenie, Moskova, Rusya (Rusça).
- Reznikov A. N., 1981.** Metallerin Talaşkaldırma ile İmalinde Isıfiziği Olayları, Mashinostroenie, Moskova (Rusça).
- Rosenberg A. M., 1964.** Metallerin Kesilmesi ve Kesme Takımları, Mashinostroenie, Moskova
- Rosenberg A. M., Hovorostuhin L. A., 1955.** Plastik deformasyona uğramış malzemede sertlik ve gerilmeler, *J. Tehniçeskoj Fiziki*, Tomskogo XXV, Vıp 2, Moskova (Rusça).
- Rosenberg A. M., Yeromin A. N., 1956.** Talaş Kaldırma Teorisi Elementleri, Mashgiz, Moskova (Rusça).
- SAE HS 84, 1991 SAE Manual on Shot Peening, Third edition, U. S. A,**
- Salah R. A., Lui C. R., 2000.** Experimental study on the performance of superfinish hard turned surfaces in rolling contact, *Wear*, **244**, 52-59
- Saoubi M. R., Outeiro J. C., Changeux B., Lebrun J. L. and Morão Dias A., 1999,** Residual stress analysis in orthogonal machining of standard and resulfurized AISI 316L steels, *J. of Materials Processing Technology*, **96**, 225-233.
- Sapoşnikof N. A, (1954),** Metallerin Mekanik Deneyleleri, Mashgiz, Moskova
- Semençenko I. I., Matyuşin V. M, Sahırov G. N., 1963.** Talaş Kaldırma Takımlarının Tasarımı, Mashinostroenie, Moskova (Rusça).
- Serensen S. V., Kozlov L. A., Garf M. E., 1957.** Yorulma Testlerinde Kullanılan Makineler, Mashgiz, Moskova
- Serensen S. V, Kogayev V. P., Sneydrovich R. M., 1975.** Makine Elemanları ve Dayanım Hesaplamaları, Mashinostroenie, Moskova

- Shaik J., Bailey J. A.**, 1986. Residual stress distribution in machining annealed 18 percent nickel maraging steel, *J. of Eng. Materials and Technology*, **108**, 93-98
- Shaw B.A., Aylott C., O'Hara P., Brimble K.**, 2003. The rule of residual stress on the fatigue strength of high performance gearing, *Int. J. of Fatigue*, **25** -2003, 1279-1283.
- Shigley J. E., Mischke C. R.**, 1989. Mechanical Engineering Design, 5 edition., McGraw Hill Book Company, New York, U.S.A.
- Sridhar B. R., Davenanda G., Ramachandra K., Ramaraja B.**, 2003. Effect of machining parameters and heat treatment on the residual stress distribution in titanium alloy IMI-834, *J. of Materials Processing Technology*, **139**, 628-634.
- Stabler G.V.**, 1951. The Fundamental Geometry of Cutting Tools, Proc. I. Mech. E. Lond. **195**, 14-26.
- Starkov, B. K.**, 1984., Güvenirliğin Teknolojik Yöntemlerle Yükseltilmesi, Mashinostroenie, Moskova (Rusça).
- Starkov, B. K.**, 1989., Talaş Kaldırma ile İmalat, Mashinostroenie, Moskova (Rusça).
- Stöferle T, Spur G.** 1979. Handbuch der Fertigungstechnik, Carl Hanser Verlag München Wien (Almanca).
- Sulima A. M., Yevstigneyev M. İ.**, 1974., Ateşe Dayanıklı ve Titan Alaşım Malzemelerden Yapılmış Parçaların Yüzey Tabakasının Kalitesi ve Yorulma Dayanımı, Mashinostroenie, Moskova (Rusça)
- Sultanov S. H.**, 1969. Petrol Sanayisinde Kullanılan Makine Elemanlarının Çağdaş Üretim Teknolojisi, Mashinostroenie, Moskova (Rusça).
- Swanson Roy**, 1974. Handbook of Fatigue Testing, ASTM Special Technical Publications 556, Baltimore, USA.
- Şerbuyuk N. D, Yakubovsky N. V**, 1974. Petrol Sanayisinde ve Sondaj Ekipmanlarında Kullanılan Vidalı Birleşmeler, Nedra, Moskova (Rusça).
- Takeyama H., Usui. E. A.**, 1958, The effect of tool chip contacts area in metal machining, Transactions of the ASME, **80** N. 5.
- Tauscher H.**, 1983. Çelik ve Dökme Demirlerin Yorulma Dayanımı, Almandan Çeviri, MBEAE Matbaası, Gebze.
- Thomas E. F, Charles J. V**, 1963. Graphic Science, Second Edition, McGraw Hill Book Company, Library of Congress Catalog Card Number 62-20995 22302, New York, U. S. A.

- Trent E. M., Wriqth P. K.**, 2000. Metal Cutting, Fourth edition, Butterworth Heinemann Ltd, London, UK.
- Uteşev M.H., Senyukov V.A.**, 1972. Yuvarlak kesici ağızlı olan takımların gerginlikli durumu, Vestnik Mashinostroenie, No:2, s. 70-74, Moskova (Rusça).
- Vallory H. L., Augustus D. H.**, 1956. Handbook of Fastening and Joining of Metal Parts, First Edition, McGraw Hill Book Company, New York, U.S.A.
- Verşaka A. S., Tretyakov I. P.**, 1986. Aşınmaya Karşı Kaplanmış Kesici Takımlar, Mashinostroenie, Moskova (Rusça).
- Wu D.W., Matsumoto Y.**, 1990. The Effect of Hardness on Residual Stresses in Orthogonal Machining of AISI 4340 Steel, *J. of Engineering For Industry*, 112, 245-252
- Zolotoryevsky B. C.**, 1974. Metallerin Mekanik Deneyleri ve Özellikleri, Metalurgiya, Moskova (Rusça).
- Zorev N. N.**, 1956. Talaş Kaldırma Mekanik Sorunları, Mashgiz, Moskova (Rusça).
- Zorev N. N.**, 1969. Metallerden Talaş Kaldırma İlminin Gelişimi, Mashinostroenie Moskova, (Rusça).

EKLER

EK - A : YORULMA DENEYLERİNDE KULLANILAN TEST CİHAZLARI

Yorulma test cihazları amaçları, oluşturulan gerilmenin türü, yük oluşturma mekanizmaları, işlem karakteristikleri, yükün türü, vs. bakış açılarına göre değişik şekillerde sınıflandırılabilir. Bir araştırmacı için deneyin amacı en önemli etkidir ve araştırmacı genellikle araştırmasına başladığında ne tür gerilmeleri kullanacağını, ne tür bir makine kullanacağını bilir. Bu nedenle deneyin amacı birinci sınıf sınıflandırma kriteri, gerilmenin türü ikinci sınıf sınıflandırma kriteri ve dizayn karakteristikleri üçüncü sınıf sınıflandırma kriteri olarak seçilmiştir. Birinci kriter gere göre sınıflandırmada makineler, 1-Genel amaçlı makineler, 2-Özel amaçlı makineler olarak iki guruba ayrılabilirler (Eibull, 1961).

1- Genel amaçlı Yorulma test makineleri:

A) Eksenel yükleme makineleri

Yük mekanik şekil değişimi ve değişken yay/kütle ile oluşturulan makinalar: Bir numuneye sabit genlikte bir gerilme uygulamanın en basit şekli bir ucuna bir yay tutturmak ve bir noktaya sabitlemek, diğer ucuna da direkt bir krank mekanizması ile yükü uygulamaktır. Bu tip bir makine Wöhler tarafından kullanılmıştır (1871). Zayıf yaylar, ağır tertibat frekansın 100 çevrim/ dk'dan daha az olmasına neden oldu. Daha sonra 1000 ve üzeri çevrim /dk ve üzerine çıkıldı.

Yük ölü ağırlık ve sabit yayla oluşturulan makineler: Yaylar Her zaman güvenilir değillerdir ve nominal yükte hatalar aşırı gerilmeden, sıcaklık etkilerinden ve ataletten dolayı oluşabilir. Bunun en iyi çözümü asılan ağırlıklar ile yer çekimi kuvvetinin kullanılmasıdır. Bu tür makineyi Moore kitabında Jasper'in kullandığını belirtmiştir. Dönme yardımı ile numunenin bir ucuna statik ağırlık asılarak değişken eksenel yük numunede oluşturulur. Bunda da frekansın artırılması problemi vardır.

Yükü merkez kaç kuvveti yardımı ile oluşturan makineler: Bu metotla yük oluşturma yaygın olarak kullanılmaktadır. Tek bir dengesiz yük 1500 devir/dk sabit hızda döndürülür. Makine dururken merkez kaç kuvveti ağırlık değiştirilerek ayarlanır. Bu makinenin daha yüksek devirlileri de vardır.

Yük elektromanyetik kuvvetle oluşan makineler: Bu makinelerin yüksek frekans avantajı vardır. İlk olarak Kapp ve Hopkinson tarafından kullanıldılar. Bu prensiple Lehr 1925'te 30.000 çevrim/dk uygulayabilen bir makine yaptı. Daha sonra 1955'de Russenberger tarafından daha gelişmiş türleri kullanıldı. 60.000 çevrim /dk ve üzeri değerler elde edildi.

Yükü hidrolik kuvvetle uygulayan makineler: Çok yüksek yükler)100 ton veya daha fazla) ve geniş dinamik genlikler hidrolik makineler aracılığı ile elde edilebilir. Bunda da uygulanan yüke göre frekans 500, 1000, 2000, 3000 ve üzeri elde edilebilir. Strok 0,17 inç civarında olabilir.

Yükü pnömatik kuvvetle oluşturan makineler: Bu makinede da yüksek yüklere çıkılabilir (100 ton). İlk olarak Leh tarafından düşünüldü. Bu tür bir makine hakkındaki bilgi 1958'de Oschats ve Hempel'in kitabında yayınlandı. Buna göre yük ± 100 ton strok ± 5 mm ve frekans 1200 çevrim/dk idi.

Yükü ısıl genleşme ile elde eden makinalar: Bu fikir ilk defa 1956'da Coffin ve Head tarafından ortaya atıldı. Temeli numuneye paralel kolonların ısıtılması ve soğutulması prensibine dayanıyordu. Soğuk işlenmiş metallerin yorulma davranışı inceleniyordu. Frekans dakikada 3- 4 civarında kalıyordu.

B) Tekrarlı Eğme makinaları:

Yük mekanik şekil değişimi ile oluşturulan makineler: Bu türdeki bütün makineler sabit gerinim genliği prensibine göre çalışır. Sabit bir moment makine çalışırken uygulanır. Makine aynı düzlemde numuneyi ileri ve geri eğer. Numunenin zorlanmış hareketi genellikle ayarlanabilir bir krank vasıtası ile yapılır. B makineler aynı anda birkaç numuneyi test edecek şekilde uyarlanabilir. Bu makineler 1000 çevrim/dk'yı çak nadiren geçerler ancak bu yöntemle 18.000 çevrim/dk olan bir makinede vardır.

Yükü merkez kaç kuvveti yardımı ile oluşturan makineler: Test parçasına monte edilen mekanik bir titreştiriciden oluşan ve çok yaygın olarak kullanılan bir

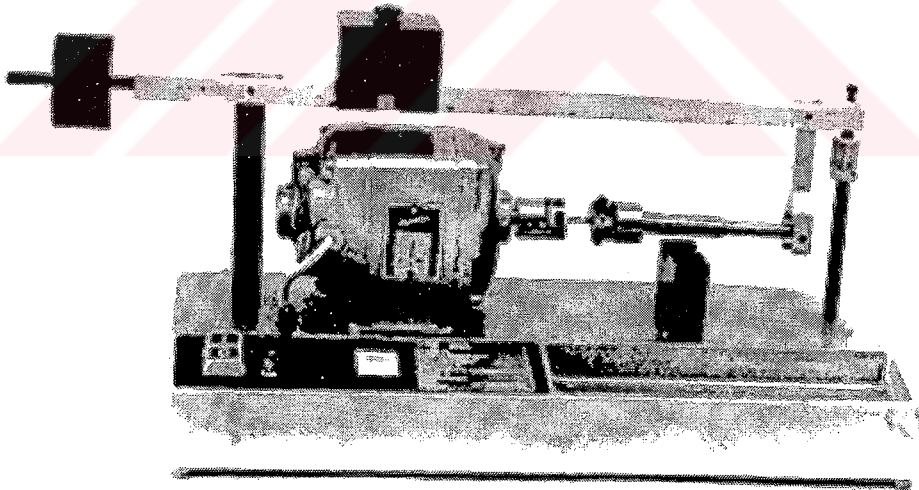
yöntemdir. Bu makineler genellikle numunenin doğal frekansına yakın frekanslarda çalışırlar.

Yük elektromanyetik kuvvetle oluşan makineler. Ankastre numune bir ucundan elektro manyetik titreştirici yardımı ile titreştirilir. Bu makinelerde frekans 1000-5000 çevrim /saniye olabilir.

Yükü hidrolik kuvvetle uygulayan makineler: Uygun bir aparatla aksenal çekme basma makineleri bu amaçla kullanılabilir.

Yükü pnömatik kuvvetle oluşturan makineler: Çok büyük frekanslar bu tür makinelerle elde edilebilir. İlk olarak 1929'da Jenkin ve Lehman tarafından kullanıldılar. 12.000, 18.000, 22.000 çevrim/saniye değerleri elde edilir.

C) Dönel Eğmeli Yorulma makineleri: Yuvarlak kesitli numunelerde yorulma olayını incelemek için çok etkili ve basit makinelerdir. Wöhler'den bu yana geleneksel olarak kullanılan test makineleri bu makinelerdir. Wöhler tren akslarının yorulmasını ilk defa bu tip bir makinede incelemiştir. Ancak yorulma ile ilgili çalışmalar yüklemeye koşullarının yorulmada çok etkili olduğunu göstermiştir (Swanson, 1974)



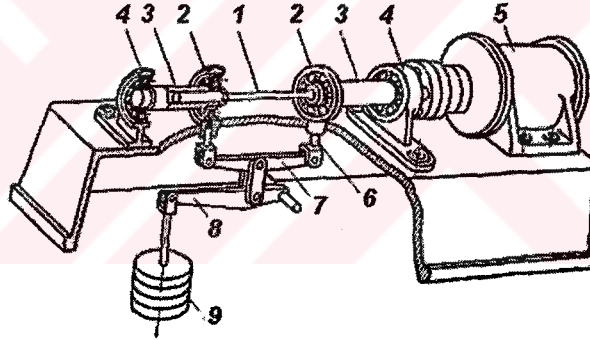
Şekil A.1 : Ankastre tip dönel eğmeli yorulma test makinesi.

Ankastre dönel eğmeli makinelerde (Şekil A.1) numuneye uygulanan eğme momenti numune üzerinde yükün uygulama noktasından itibaren doğrusal olarak artar ve ayrıca numune üzerinde bir kesme kuvveti oluşur. Bu tür makinelerde numunenin yük uygulanan serbest ucu kritik olmadığından korozyon gibi çevre şartlarının yorulmaya etkisinin incelenmesinde kullanılırlar (Swanson, 1974).

Bu tür makinelerde da değişik yük oluşturma yöntemleri kullanılabilir.

Yük mekanik şekil değişimi ile oluşturulan makineler: Eğer eğri bir tel eğrilik ekseninde etrafında dönerse basit ve verimli bir sabit gerinim genliği elde edilir. Bu makineler daha çok tel malzemelerin yorulma deneylerinde kullanılırlar.

Yük ölü ağırlık ve sabit yayla oluşturulan makineler: Bu tür makineler dönen numune veya yük şeklinde olabilir. İlk dizaynı yüksek hızlı yorulma makinesi olarak **Wöhler (1871)** yaptı. Bu prensibin en büyük avantajı bütün atalet kuvvetlerinin kolayca giderilebilmesidir. En basit uygulaması dönen bir numunenin serbest ucunda bir bilyeli yatak olur ve buradan numune bir ölü ağırlıkla veya ölü ağırlıkla kalibre edilmiş bir yayla yüklenir. Bu tür makineler çok yaygın olarak kullanılırlar. Numune çapları 0,05 inç'ten 12 inç'e kadar değişir. 30.000 devir/dk'da çalışanları vardır. Bu makinenin de numune üzerinde oluşturduğu momente göre değişik tipleri vardır. Genel olarak numune üzerinde sabit bir eğme momenti oluşturanlar (Şekil A.1) ve ankastre olanlar olarak (Şekil A. 2) ikiye ayrılabilir.



Şekil A.2 : R. R. Moore dönel eğmeli yorulma test makinesi. 1-Numune, 2 Bilyeli yataklar, 3-yataklar, 4-Bilyeli yataklar, 5-Elektrik motoru, 6-Yük çatalı, 7 ve 8-Yük manivelası, 9- Ağırlıklar

D) Burulma Yorulma makinaları:Bu tür makinelerin mekanik şekil değişimi, atalet kuvveti ile yük oluşturan, ölü ağırlıkla yük oluşturan, merkezkaç kuvveti ile yük oluşturan, elektromanyetik ve pnömatik kuvvetle yük oluşturan çeşitleri mevcuttur.

E) Bileşik Eğme ve Burma Makineleri:Bu tür bileşik gerilmeler uygulayan makinelerin de değişik türleri vardır. Bu makinelerde uygun ekipmanlar kullanılarak aynı anda numune üzerinde hem eğme hem de burma gerilmeleri oluşturulur. Bu makinelerde de yük mekanik şekil değişimi, merkezkaç kuvveti, elektro manyetik kuvvetle numune üzerinde bileşik gerilmeler aynı anda oluşturulabilir.

F) iki ve üç eksenli gerilme makineleri: Mümkin olan gerilme türlerinin geniş aralıklarda eş zamanlı uygulanabilmesi için içi boş boru şeklinde numuneler kullanılarak içlerinden dalgali basınçlı sıvılar geçirilerek statik veya dinamik eksenel yük uygulanarak veda dış basınçla burulmayı aynı anda uygulayarak çeşitli gerilme durumları numunelerde oluşturulabilmektedir.

2- Özel Amaçlı Makineler: Bu guruba giren çeşitli yorulma makineleri mevcuttur. Bunları da genel olarak beş başlık altında toplamak mümkündür.

A- Yüksek Frekans Makineleri: Bu tür makinelerde frekans 12.000 ile 1.080.000 arasında değişmektedir. Bu makinelerin dönel eğmeli olanları ve rezonans tipi titreştiricili olanları vardır. Pnömatik olanlarda en yüksek frekans 150.000 çevrim/dk'dır. Eksenel çekme basma makinelerinde frekans 30-500 bin çevrim/dk olabilir.

B- Yüksek sıcaklıklarda tekrarlı termal gerilmeler oluşturan makineler. : Konvansiyonel yorulma makinelerinde yapılan bazı değişikliklerle bu tür makineler yüksek sıcaklıklarda deney yapılabilecek hale getirilebilirler.

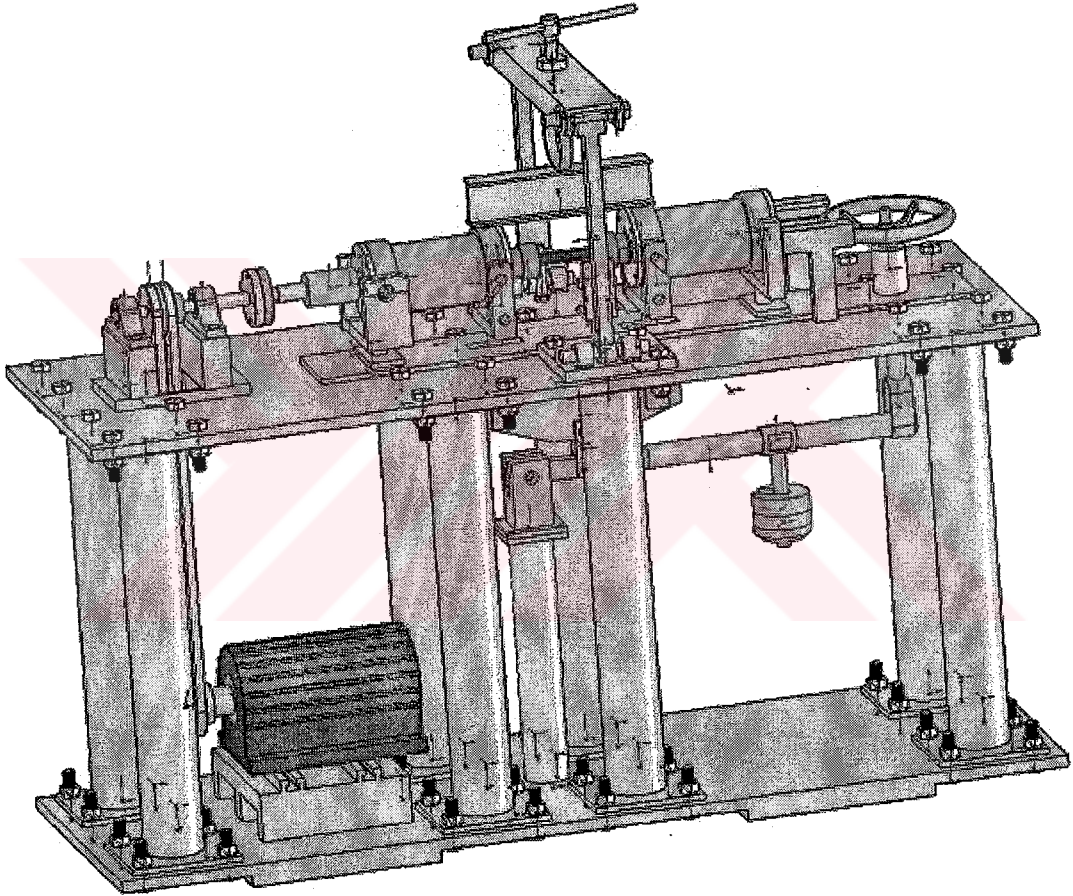
C- Korozi ortamda Yorulma Deneyi Yapan makinalar: Konvansiyonel yorulma makineleri ilave bazı aparatlarla korozi ortamlar oluşturularak deneyler yapılabilir. Bu makinelerde korozyon ve gerilmeler eş zamanlı olarak numunelerde sabit sıcaklıkta oluşturulur.

D- Çok gerilme seviyeli makinalar: Servis şartlarının simüle etmek için yükün deney sırasında değişmesi gerekir. Bu özelliklerde makinelerde mevcuttur.

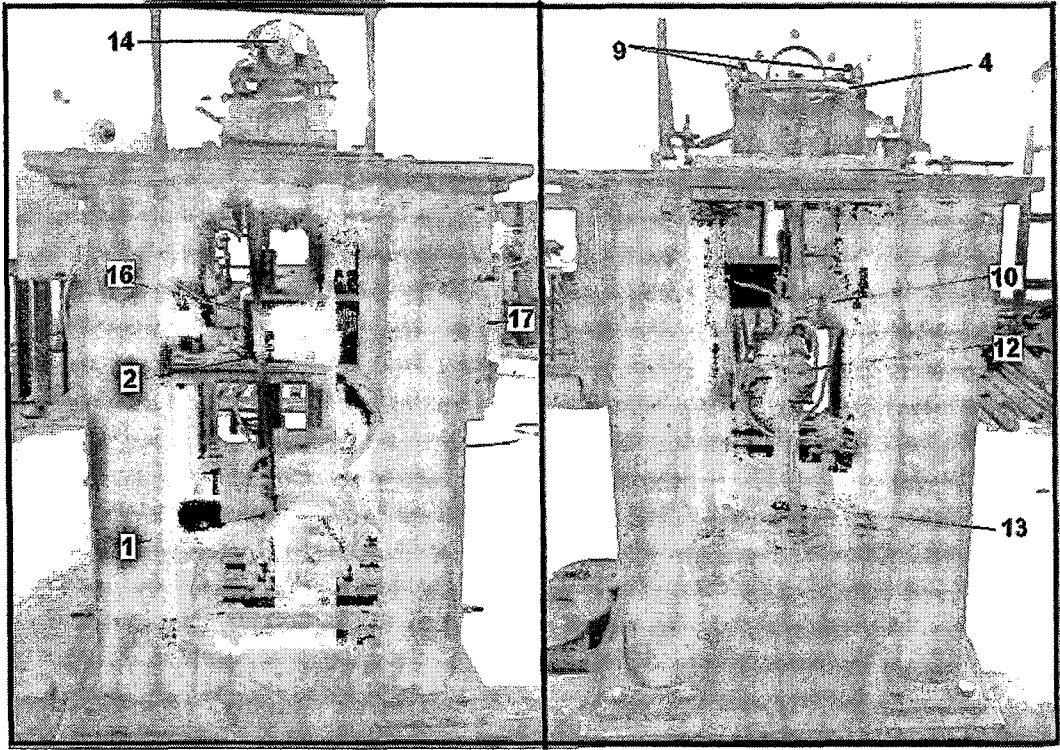
E-Temas gerilmesi test cihazları: Direk olarak temas gerilmesine maruz numuneler kullanılarak deneyler yapılır. En yaygın metodu birbirine doğru bastırılarak sıkıştırılmış dönen iki silindir olarak kullanılır.

EK - B : YORULMA DENEYLERİNDE KULLANILAN TEST CİHAZI

Şekil B.1’de deneylerde kullanılan yorulma test makinasının perspektif görünüşü verilmiştir. Şekil B.2, B.3, B.4, B.5, B.6’da makinanın çeşitli elemanın fotoğrafları verilmiştir.



Şekil B.1 : Deneylerde kullanılan yorulma test makinasının kalibrasyon aparatı monte edilmiş haldeki perspektif görünüşü.

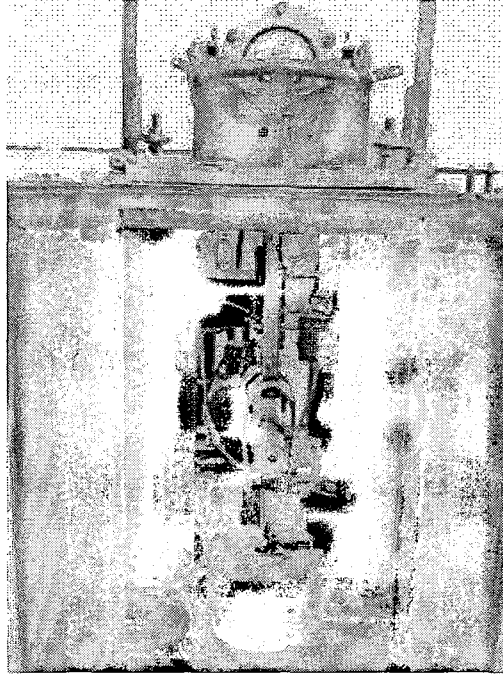


Şekil B.2 : Yorulma makinesinin sağ yan ve sol yandan çekilmiş resimleri. Elektrik motoru (1), Kayış kasnak mekanizması (2), Yük askı mekanizması (4, 11, 12, 13 yük yok), Sayaç sensörü (14), Hareketli döner yatak (9), Elektrik motorunu kapatan kontaktör (10), Devir sayacı (16), Elektrik panosu (17).



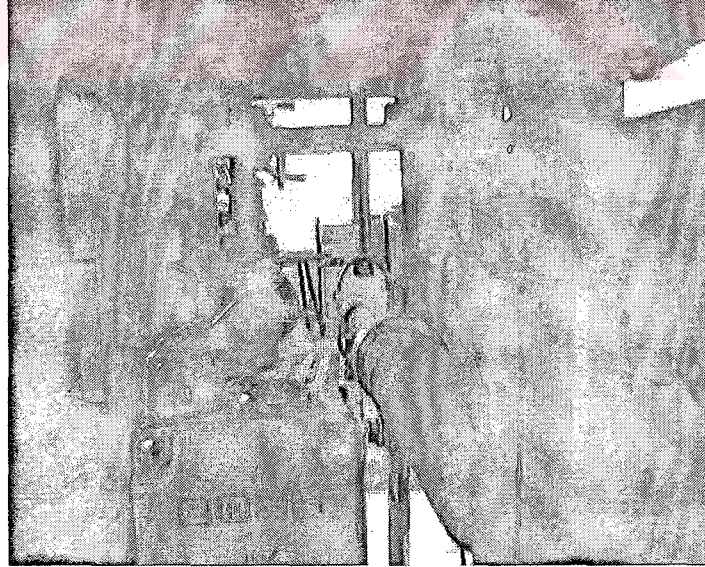
Şekil B.3 : Üzerinde hareketli döner yatağın kaydığı raylar (9)

Şekil B2'den görüldüğü gibi 9 nolu hareketli döner yatak vasıtası ile Numunenin serbest ucu raylar üzerinde aksenal yönde hareket ederek numunenin uzamasına veya kısalmasına müsaade etmektedir. Bu sayede numune deney esnasında aksenal herhangi bir yüke maruz kalmamakta ve statik belirli halde kalmaktadır.



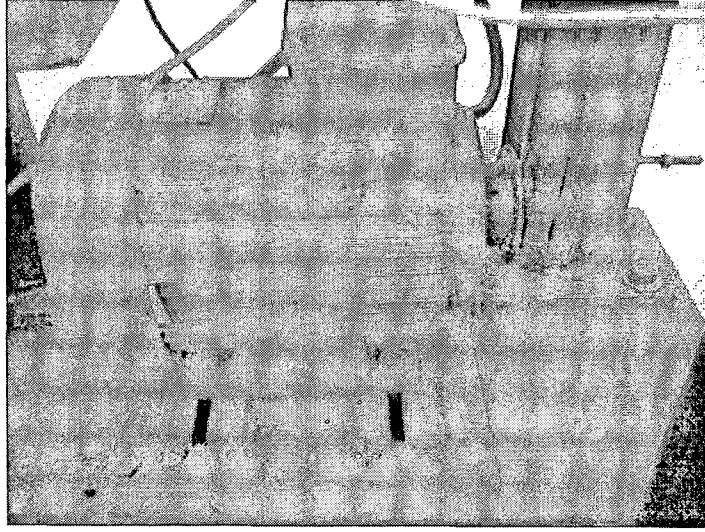
Şekil B.4 : Yü kün darbesiz olarak kaldırılıp indirilmesini sağlayan yük askı mekanizması (4, 11, 12, 13, Yük asılı).

Şekil B.4’de verilen mekanizma sayesinde yorulma numunesi makineye bağlanıp döndürölmeye başlandıktan sonra yük numune üzerine indirilmektedir. Aynı mekanizma numune kırıldıktan sonra yükün aşağıya düşmesini ve kontaktörün zarar görmesini de engellemektedir.



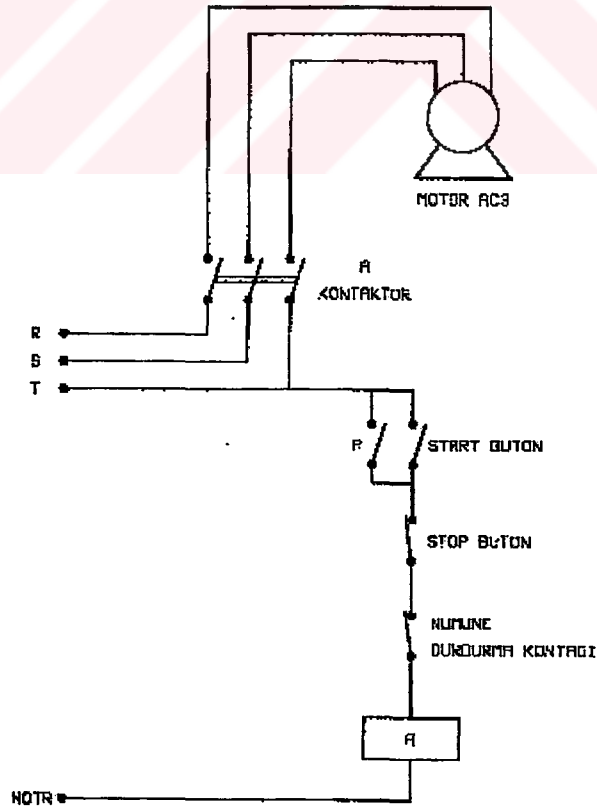
Şekil B.5 : Numune kırıldıktan sonra makinenin otomatik kapanmasını sağlayan kontaktör (10)

Şekil B.5'de verilen kontaktör numune kırıldıktan sonra yükün bir miktar aşağı düşmesi ile kapanarak elektrik motorunun durmasını sağlamaktadır.

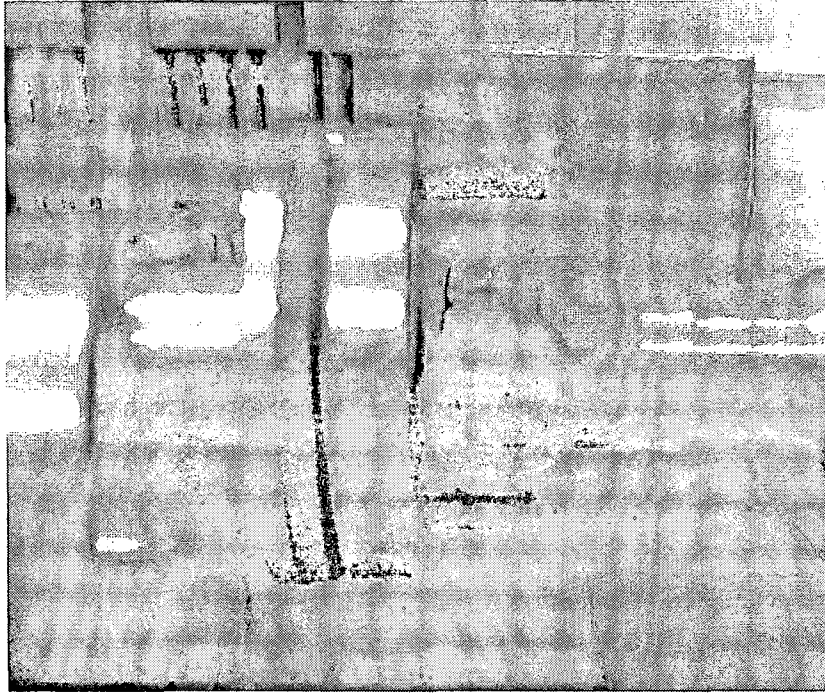


Şekil B.6 : Elektrik motoru (1) ve yataklanması

Elektrik motoru her türlü ayarlama müsaade edebilmesi için iki serbestlik dereceli olarak yataklanmıştır (Şekil B.6). Bunun nedeni ayarlamaların yanında kayış kasnak sisteminde istenilen kayış gerilmesinin elde edilmesidir.



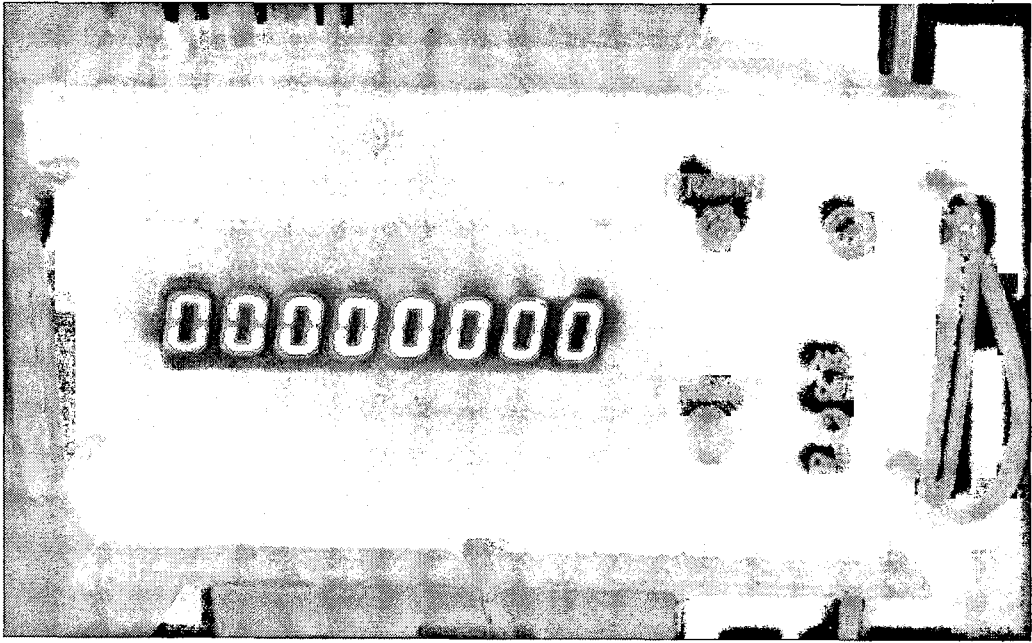
Şekil B.7 : Elektrik motoru bağlantı şeması



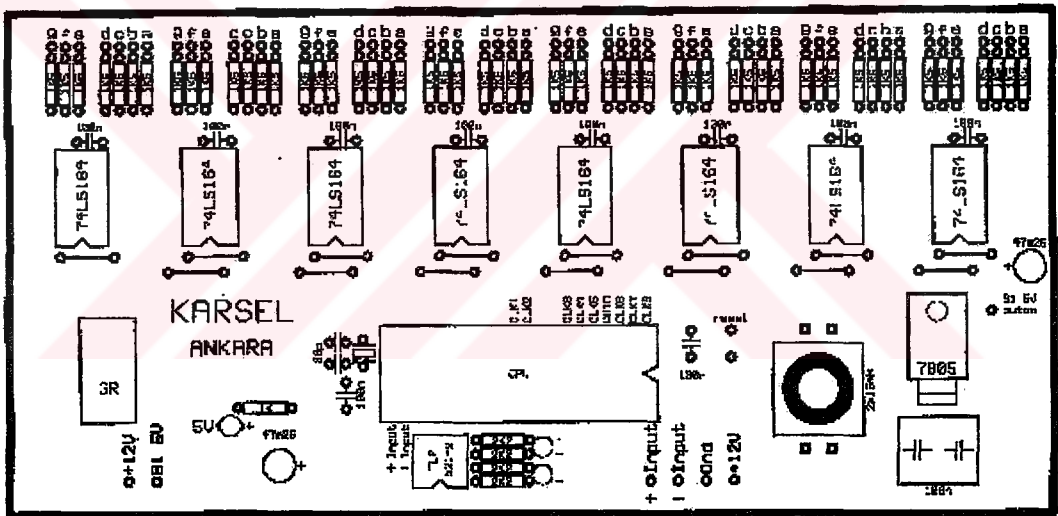
Şekil B.8 : Yorulma makinesinde kullanılan kaplin

Şekil B.7’de elektrik motoru bağlantı şeması ve Şekil B.8’de makinede kullanılan lastik Kaplin görülmektedir. Bu kaplin sayesinde elektrik motorundan kayış kasnak vasıtası ile alınan tork numuneye iletilmekte ve dönmesi sağlanmaktadır.

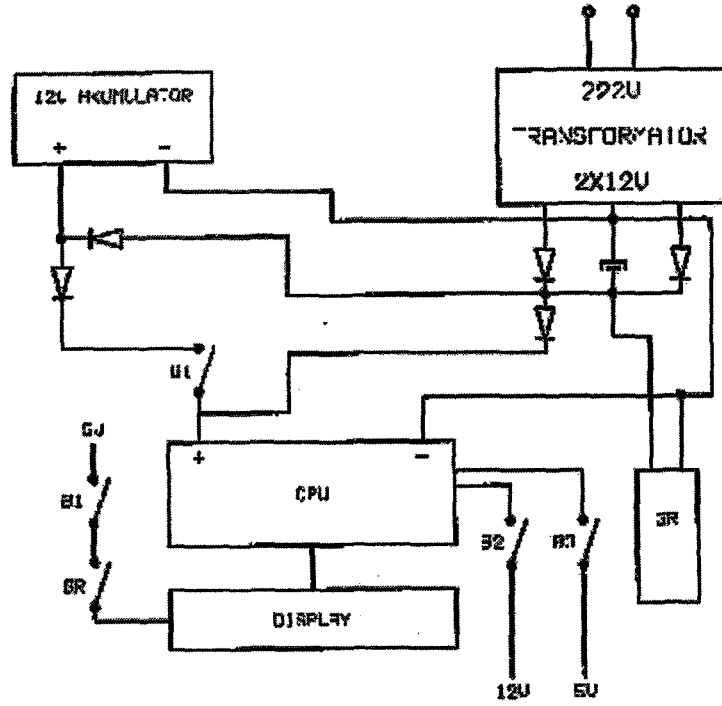
Yorulma makinesinin devir sayacı elektronik ve dijital göstergeli olarak tasarlanmış ve üretilmiştir. Bu devir sayacı 100 milyon devire kadar sayabilmektedir. Dakikada 3200 devir çok yüksek olduğundan devir sayısı her bir 10000 devirde otomatik olarak sayaç üzerinde görüntülenmekte net devir sayısı ise display düğmesine basılarak görülebilmektedir. Tasarlanan sayaç devresinin hafızası vardır, devreye eklenen akü yardımıyla elektrik kesintileri v.s durumda hafızadaki bilgiler saklanabilme özelliğine sahiptir. 14 nolu sayaç sensörü kasnağın çevirdiği milin ucuna sabitlenmiştir. Şekil B.9’da devir sayacının resmi Şekil B.10’da devre şeması Şekil B.11’de ise elektronik devir sayacının elektrik bağlantı şeması verilmiştir.



Şekil B.9 : Yorulma makinesi devir sayacı

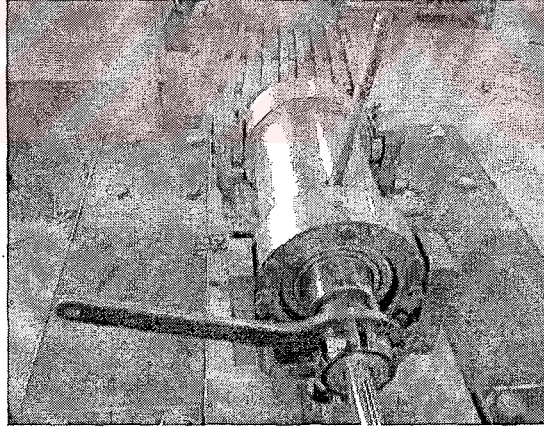


Şekil B.10 : Sayaç devre şeması



- B1 : Fena/keçirme anahtarı
 B2 : Detaylı ölçme göstergesi butonu
 B3 : Sistem reset butonu
 3R : Display rölesi

Şekil B.11 : Sayaç elektrik bağlantı şeması



Şekil B.12 : Numunenin test makinesine bağlanması ve çözülmesi

Numunenin makineye bağlanıp sökülebilmesi için ay anahtarlar kullanılmaktadır. Numune sıkılırken veya sökülürken içteki ve dıştaki gövdelere açılmış delikler karşılıklı geldiklerinde şekildeki sıkma kolu takılarak içteki numuneyi tutan penslerin sıkıldığı döner gövdenin dönmesi engellenmekte ve numune ay anahtar ile sıkılarak tespit edilmektedir. Aynı zamanda iki ay anahtarı kullanarak ta numune sökülüp

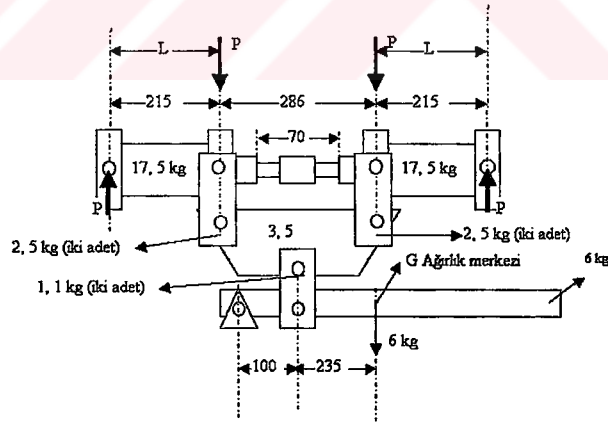
takılabilmektedir (Şekil B.12). Tablo B.1’de yorulma makinesinin özellikleri verilmiştir.

Tablo B.1 : Yorulma makinesinin özellikleri

Motor gücü	4,5 kw
Devir sayısı	3200 d/dk
Maksimum eğme momenti	24 kgm
Numune çap aralığı	10-25 mm
Sayaç kapasitesi	100. 000. 000 devir
Tipi	Dört noktadan dönel eğmeli
Makinenin genişliği	500 mm
Makinenin uzunluğu	1600 mm
Masa Yüksekliği	765 mm
Makinenin Yüksekliği	980 mm
Makine Ağırlığı	700 kg

Yorulma Test Makinesi Yük Hesabı:

Makinenin yük mekanizmasındaki manivela üzerine asılacak ağırlıklar sırasıyla 5,10 ve 20 kg olarak belirlenmiştir. 30 ve 35 kg 'lıg yükler bu yüklerin beraber asılmaları ile elde edilmiştir Hesaplamalarda öncelikle makineyi oluşturan elemanların ağırlıkları (Şekil B.13) tespit edilmiş daha sonra bu ağırlığın numunede oluşturduğu gerilme hesaba katılmıştır.



Şekil B.13 : Yorulma makinesi elemanları ve ağırlıkları.

Bu elemanların ağırlıkları dikkate alındığında 23,6 kg'lı bir P kuvvetini kendi ağırlıklarından dolayı oluşturdukları görülmektedir. Bu P kuvvetinin numune üzerinde oluşturacağı eğme momentini bulmak için L mesafesi ile çarparsak $M=P*L=23,6*215= 5074 \text{ kg. mm}$ bulunur.

$$\sigma_{Egğilm} = \frac{M \cdot d/2}{I} \quad (B.1)$$

Numunede oluşacak eğme gerilmesini yukarıdaki formülle hesaplarız, Burada d numune çapı M eğme momentidir.

$$\sigma_{Egğilm} = \frac{M \cdot d/2}{I} = \frac{5074 \cdot 20/2}{7854} = 6.46 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{Burada I}$$

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (B.2)$$

formülü ile hesaplanır.

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 20^4}{64} = 7854 \text{ mm}^4 \text{ olarak hesaplanmıştır ve d numune çapıdır.}$$

Bu durumda yukarıda hesaplanmış gerilme değeri $\sigma=6,46 \text{ kg/mm}^2$ yorulma makinesinin elamanlarının oluşturduğu gerilme değeridir ve numune makineye bağlandığında hiçbir ağırlık asılmadan bu gerilme değeri numune üzerinde oluşacaktır ve aynı zamanda 20 mm çaplı numune üzerine uygulanabilecek minimum gerilme değeridir. Bu değer σ_{Sabit} olarak adlandırılacaktır. Numunenin yükleneceği gerilme değerine σ_{Num} dersek bu durumda

$$\sigma_{Num} = \sigma_{Sabit} + \sigma_{Yük} \quad (B.3)$$

olarak iki bileşenden oluşacaktır. Bu durumda yükleme ile oluşturulacak gerilme değerini bulmak için sabit gerilme değeri istenilen numune gerilme değerinden çıkarılmalıdır.

$$\sigma_{Yük} = \sigma_{Num} - \sigma_{Sabit} \quad (B.4)$$

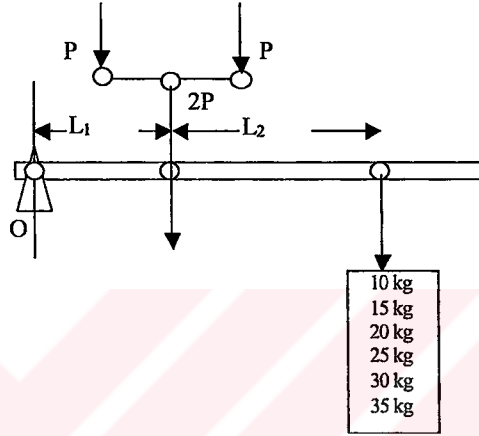
Daha sonra elde edilen gerilme değeri kullanılarak o gerilmeyi oluşturmak için gereken eğme momenti hesaplanır.

$$M_E = \frac{y \cdot \sigma_{Yük}}{I} \quad (B.5)$$

Bu moment değeri elde edildikten sonra Bu momentin makinede oluşturulabilmesi için gerekli P kuvveti hesaplanır.

$$P = \frac{M_E}{L} \quad (\text{B.6})$$

Bu formüldeki L değeri makine için sabit bir değerdir ve 215 mm.'dir. P kuvveti belirlendikten sonra makinenin sabit ağırlıkları kullanılarak istenilen P kuvvetinin 2 katı yük manivelası üzerine istenilen ağırlıklar asılarak oluşturulur.



Şekil B.14 : Manivela üzerinde yükün konulacağı mesafe.

Şekil B.14'de yorulma makinesinin yük askı mekanizması verilmiştir. Şekildeki L₁ mesafesi makine için sabittir ve 100 mm.'dir. Bu durumda O noktasına göre moment alınırsa 2P kuvvetini oluşturmak için hangi ağırlığın yük manivelası üzerinde nereye asılacağı yani L₂ mesafesi her yük için bulunur. Bu şekilde istenilen çaplardaki numuneler için gerekli gerilme değerlerini belirleyip tablolar yaparak kullanılır. Yukarıda anlatılan prosedüre uygun olarak gerekli hesaplamalar çap 20 ve 16 mm için yapılarak Tablo B.2 ve Tablo B.3 oluşturulmuştur.

Tablo B.2: R. R. Moore 4 noktadan dönel eğmeli yorulma test makinesinde kullanılan ağırlıklar ve istenilen gerilme değerini oluşturmak için bunların manivela kolu üzerindeki yerleri (Numune çapı 20 mm)

	1	2	3	4	5	6	7	8
1	D=20 mm Basamak gerilmesi kg/mm ²	İstenilen gerilme değeri için gerekli moment [kgmm] M=P*L [L=215 mm]	Makinede Kullanılan Ağırlıklar için L ₂ mesafeleri					
			Momen t kuvveti 2P[kg]	5kg Mesafe [mm]	10kg Mesafe [mm]	20kg Mesafe [mm]	30kg Mesafe [mm]	35kg Mesafe [mm]
2	10-6, 45=3, 45	$3,55 = \frac{M \cdot 10}{7854} \Rightarrow M = 2788$	25,93	293,94	124,14			
3	15-6, 45=8, 55	$8,55 = \frac{M \cdot 10}{7854} \Rightarrow M = 6715$	62,46	846,36	438,45	189,16	97,66	70,66
4	17, 5-6, 45=11,05	$11,05 = \frac{M \cdot 10}{7854} \Rightarrow M = 8678$	80,72	1123,2	595,9	273,8	155,5	120,6
5	20-6, 45=13,55	$13,55 = \frac{M \cdot 10}{7854} \Rightarrow M = 1064$	98,99	1400	753,4	358,3	213,3	170,5
6	22, 5-6, 45=16,05	$16,05 = \frac{M \cdot 10}{7854} \Rightarrow M = 1260$	117,25	1682,1	910,9	442,9	271,1	220,4
7	25-6, 45=18,55	$18,55 = \frac{M \cdot 10}{7854} \Rightarrow M = 1456$	135,52	1953	1068	527,3	328,8	270,2
8	30-6, 45=23,55	$23,55 = \frac{M \cdot 10}{7854} \Rightarrow M = 1849$	172,05	2506	1382,8	696,3	444,3	369,9
9	35-6, 45=28,55	$28,55 = \frac{M \cdot 10}{7854} \Rightarrow M = 2242$	208,58			684,2	560,3	468,56
10	40-6, 45=33,55	$33,55 = \frac{M \cdot 10}{7854} \Rightarrow M = 2634$	245,11					600,31

Tablo B.3: R. R. Moore 4 noktadan dnel eğmeli yorulma test makinesinde kullanılan ağrrlıklar ve istenilen gerilme değerini oluşturmak için bunların manivela kolu üzerindeki yerleri (Numune ap 16 mm)

	1	2	3	4	5	6	7	8
1	D= 16 mm Basamak gerilmesi kg/mm ²	İstenilen gerilme değerı için gerekli moment [kgmm] M=P*L [L=215 mm]	Makinede Kullanılan Ağrrlıklar için L ₂ mesafeleri					
			Mome nt kuvveti 2P[kg]	5kg Mesafe [mm]	10kg Mesafe [mm]	20kg Mesafe [mm]	30kg Mesafe [mm]	35kg Mesafe [mm]
2	15-12, 6=2, 4	$2, 4 = \frac{M.8}{3217} \Rightarrow M = 965,1$	9	36, 36				
3	20-12, 6=7, 4	$7, 4 = \frac{M.8}{3217} \Rightarrow M = 2975,7$	27, 7	319, 7	138, 8	66, 8	28, 24	4
4	25-12, 6=12, 4	12, $4 = \frac{M.8}{3217} \Rightarrow M = 4987,35$	46, 4	603	300	179, 5	114, 8	74, 5
5	30-12, 6=17, 4	$17, 4 = \frac{M.8}{3217} \Rightarrow M = 6997$	65	885	460	291, 5	201	144, 36
6	35-12, 6=22, 4	$22, 4 = \frac{M.8}{3217} \Rightarrow M = 9007,6$	84	1172, 7	624	406	289	215, 8
7	40-12, 6=27, 4	27, $4 = \frac{M.8}{3217} \Rightarrow M = 11018,2$	102, 5	1453	783, 62	517, 5	374, 5	285, 34
8	45-12, 6=32, 4	32, $4 = \frac{M.8}{3217} \Rightarrow M = 13028,85$	121, 2	1736, 36	945	630	461	355, 64
9	50-12, 6=37, 4	$37, 4 = \frac{M.8}{3217} \Rightarrow M = 15040$	140	2021, 2	1107	743, 4	548, 15	426, 3
10	55-12, 6=42, 4	$42, 4 = \frac{M.8}{3217} \Rightarrow M = 17050,1$	158, 6	2303	1267, 25	855, 4	634, 26	496, 24
11	60-12, 6=47, 4	$47, 4 = \frac{M.8}{3217} \Rightarrow 19060,8$	177, 3	2586, 36	1428, 45	968	720, 83	566, 5

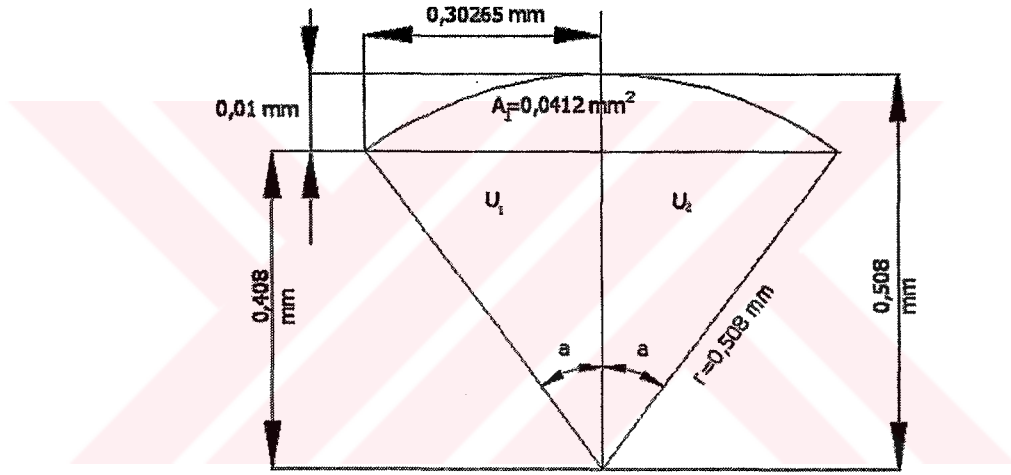
EK - C : VIDA TALAŞ KESİT ALANININ HESAPLANMASI

Vida Profil açısı 60°

Takım uç radyusu (r)= $0,508$ mm

Radyal ilerleme (paso) (S_r)= $0,1$ mm

1.Paso $S_r = 0,1$ mm için kaldırılan talaşın kesit alanı



Şekil C.1 : Birinci pasoda kaldırılan talaşın kesit alanı

Yukarıdaki şekilde verilen gri boyalı alan $S_r=0,1$ mm ilerleme için birinci pasoda kaldırılan talaşın kesit alanını vermektedir. Bu alanı hesaplamak için geometriden faydalanarak önce α açısı hesaplanarak daire diliminin oluşturduğu alan hesaplanmalı ve daha sonra bu alandan $U_1=U_2$ alanları çıkarılmalıdır.

$$\alpha = \cos^{-1} \frac{0,408}{0,508} = 36,5681^\circ$$

olarak hesaplanır Bu durumda $2\alpha = 73,1361^\circ$ olarak bulunur. Şimdi $73,1361^\circ$ lik daire diliminin oluşturduğu T alanını hesaplayalım.

$$T = \pi r^2 \cdot \frac{73,1361}{360} = 0,1647 \text{ mm}^2$$

olarak elde edilir.

Şimdi $U_1=U_2$ alanlarını hesaplayalım

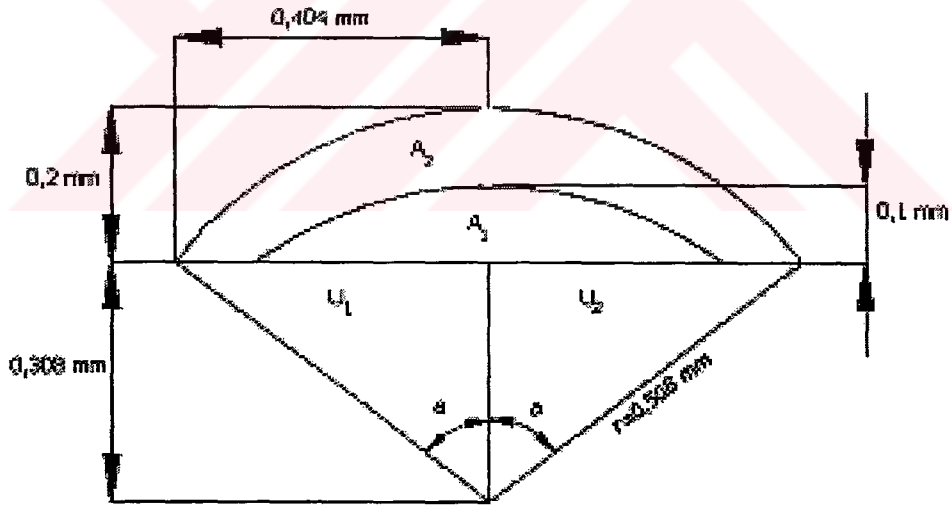
$$U_1 = U_2 = \frac{0,30265 * 0,408}{2} = 0,06174 \text{ mm}^2$$

olarak elde edilir . Bu alanlardan iki adet olduğu için birinci pasodaki talaşın kesit alanını (A_1) hesaplayabilmek için bu alanın iki katını daire dilimi olan toplam alanı ifade eden T değerinden çıkarmamız gerekmektedir.

$$A_1 = T - 2 * U = 0,1647 - 2 * 0,06174 = 0,0412 \text{ mm}^2$$

olarak elde edilir.

2.Paso $S_r=0,2$ mm için kaldırılan talaşın kesit alanı



Şekil C.2 : İkinci pasoda kaldırılan talaşın kesit alanı

İkinci pasoda $S_r=0,2$ mm olduğunda kaldırılan talaşın kesit alanı yukarıdaki şekilde A_2 olarak gösterilmiştir. Bu Alanı hesaplamak için yine α açısı hesaplanır sonra daire diliminin alanı hesaplanır ve bu daire diliminin alanını ifade eden T değerinden $2U+A_1$ alanı çıkarılarak A_2 alanı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\alpha = \cos^{-1} \frac{0,308}{0,508} = 52,6776^\circ$$

olarak hesaplanır Bu durumda $2\alpha = 105,3552^\circ$ olarak bulunur. Şimdi $105,3552^\circ$ lik daire diliminin oluşturduğu T alanını hesaplayalım.

$$T = \pi \cdot r^2 \cdot \frac{105,3552}{360} = 0,2373 \text{ mm}^2$$

olarak elde edilir.

Şimdi $U_1=U_2$ alanlarını hesaplayalım

$$U_1 = U_2 = \frac{0,308 * 0,404}{2} = 0,0622 \text{ mm}^2$$

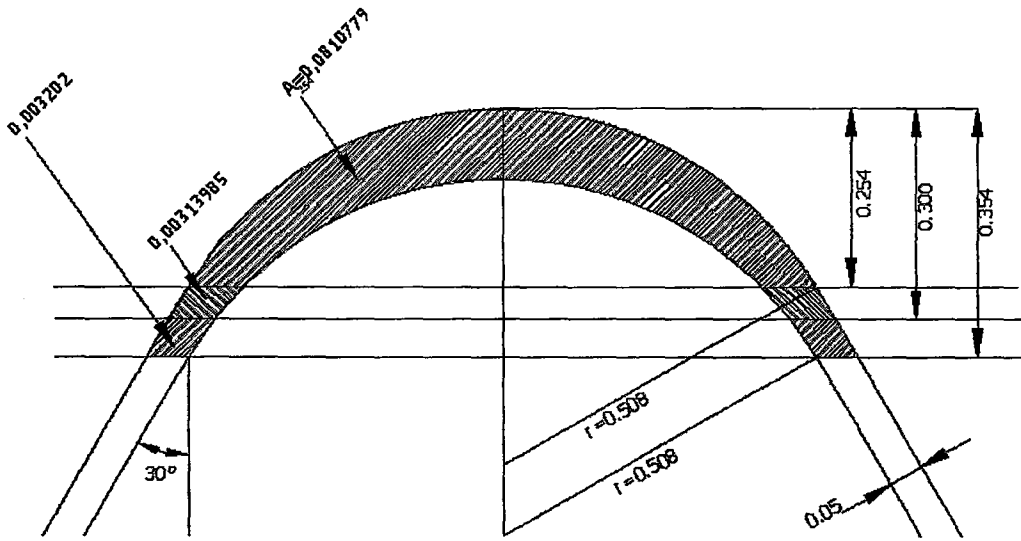
olarak elde edilir . Bu alanlardan iki adet olduğu için ikinci pasodaki talaşın kesit alanını (A_2) hesaplayabilmek için bu alanın iki katını ve birinci pasodaki talaşın kesit alanını (A_1) daire dilimi olan toplam alanı ifade eden T değerinden çıkarmamız gerekmektedir.

$$A_2 = T - A_1 - 2 * U = 0,2373 - 0,0412 - 2 * 0,0622 = 0,0717 \text{ mm}^2$$

olarak elde edilir.

3.Paso $S_r= 0,3$ mm için kaldırılan talaşın kesit alanı

3. Pasonun geometrisi itibarı ile özel bir durumu vardır. 3.pasoda $s=0,3$ mm olduğu durumda talaş kesiti hesaplanırken vida yan yüzeylerinin doğrusal olarak hesaplanacağı kısımlar bu pasoda hesaba girmektedir. Takım uç radyusu $0,508$ mm olduğu için $s=0,254$ mm de hesaplanılan α açısı 60 derece olmakta ve yarıçap vida yan yüzeylerine dik olmaktadır. Bu durumda bu pasodaki alanın $0,254$ mm ye kadar olan kısmı dairesel olarak bundan sonra $0,3$ mm ye kadar olan $0,046$ mm lik kısmın kesit alanı ise yan yüzeylerin alanı olarak hesaplanmıştır.



Şekil C.3 : Üçüncü pasoda kaldırılan talaşın kesit alanı

Yukarıdaki şekilde $A_{0,254}$ alanına 2 adet $A_{0,0046}$ ile gösterilen alanı ilave edersek 3. pasoda $s=0,3$ mm olduğu durumda kaldırılan talaşın kesit alanı A_3 ü hesaplamış oluruz.

olarak elde edilir. Bu alana 0,254 ten 0,300 mm ye kadar olan iki adet yan alanları da ilave edildiğinde A_3 bulunmuş olur .Yan alanları hesaplayalım

$$A_{0,0046} = 0,00313985mm^2, 2A_{0,0046} = 0,0062797mm^2$$

$$A_3 = A_{0,254} + 2 * A_{0,0046} = 0,0810779 + 2 * 0,00313985 = 0,0873mm^2,$$

olarak yaklaşık hesaplanır. AutoCAD'de çizilen ölçekli çizim sonucu bu alanlar hesaplanmış ve toplam alan 0,0873 olarak hesaplanmıştır

4.Paso $S_r= 0,4$ mm için kaldırılan talaşın kesit alanı

Bu pasoda A_3 kesit alanı sabit kalacak üzerine 0,1 mm ilerlemeden dolayı gelen 2 adet yan yüzey alanı eklenecektir.

$$A_4=A_3+2A_y$$

$$A_y = \frac{0,1}{\cos 30} * 0,05 = 0,0058mm^2$$

$$A_4 = A_3 + 2 * A_y = 0,0873 + 2 * 0,0058 = 0,0989mm^2$$

5.Paso $S_r=0,5$ mm için kaldırılan talaşın kesit alanı

$$A_5=A_4+2A_y$$

$$A_5 = A_4 + 2 * A_y = 0,0989 + 2 * 0,0058 = 0,1105mm^2$$

6.Paso $S_r=0,6$ mm için kaldırılan talaşın kesit alanı

$$A_6=A_5+2A_y$$

$$A_6 = A_5 + 2 * A_y = 0,1105 + 2 * 0,0058 = 0,1221mm^2$$

7.Paso $S_r=0,7$ mm için kaldırılan talaşın kesit alanı

$$A_7=A_6+2A_y$$

$$A_7 = A_6 + 2 * A_y = 0,1221 + 2 * 0,0058 = 0,1337mm^2$$

Tablo C.1: $S_r=0,1$ mm için ilk 16 pasoda kaldırılan vida talaşının kesit alanları

S _r =0,1 mm iken ilk 30 pasodaki kaldırılan vida talaşı kesit alanları					
Paso	Kesit alanı	Paso	Kesit alanı	Paso	Kesit alanı
Sırası	mm ²	Sırası	mm ²	Sırası	mm ²
1	0,0412	11	0,1801	21	0,2961
2	0,0717	12	0,1917	22	0,3077
3	0,0873	13	0,2033	23	0,3193
4	0,0989	14	0,2149	24	0,3309
5	0,1105	15	0,2265	25	0,3425
6	0,1221	16	0,2381	26	0,3541
7	0,1337	17	0,2497	27	0,3657
8	0,1453	18	0,2613	28	0,3773
9	0,1569	19	0,2729	29	0,3889
10	0,1685	20	0,2845	30	0,4005

Yukarıda verilen hesaplama yöntemi ile $S_r=0,05$ mm için hesaplanmış talaş kesit alanları da aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo C.2: $S_r=0,05$ mm için ilk 50 pasoda kaldırılan vida talaşının kesit alanları

S _r =0,05 mm için ilk 50 pasodaki kaldırılan vida talaşı kesit alanları									
Paso	Kesit alanı	Paso	Kesit alanı	Paso	Kesit alanı	Paso	Kesit alanı	Paso	Kesit alanı
Sırası	mm ²	Sırası	mm ²	Sırası	mm ²	Sırası	mm ²	Sırası	mm ²
1	0.0148	11	0.0596	21	0.0886	31	0.1176	41	0.1466
2	0.0264	12	0.0625	22	0.0915	32	0.1205	42	0.1495
3	0.0333	13	0.0654	23	0.0944	33	0.1234	43	0.1524
4	0.0384	14	0.0683	24	0.0973	34	0.1263	44	0.1553
5	0.0421	15	0.0712	25	0.1002	35	0.1292	45	0.1582
6	0.0451	16	0.0741	26	0.1031	36	0.1321	46	0.1611
7	0.048	17	0.077	27	0.106	37	0.135	47	0.164
8	0.0509	18	0.0799	28	0.1089	38	0.1379	48	0.1669
9	0.0538	19	0.0828	29	0.1118	39	0.1408	49	0.1698
10	0.0567	20	0.0857	30	0.1147	40	0.1437	50	0.1727

EK - D : VİDADA KESME KUVVETLERİNİN HESAPLANMASI

a)Diş Dibinde Kesme Kuvvetlerinin Hesaplanması

H=0,254 mm diş yüksekliğinde vida talaşı sadece diş dibi kısmından oluşmaktadır, yan yüzeyler bu derinlikten sonraki pasolarda başlamaktadır. Bu nedenle sadece diş dibindeki kesme kuvvetleri hesaplanacaktır. Tablo 1. $S_r = 0,1-0,05-0,025$ mm için vida talaşı diş dibi kesit alanları (Vida dişi yüksekliği H=0,254 mm) hesaplanmış ve aşağıdaki Tablo D.1’de verilmiştir.

Tablo D.1: Diş dibi kesit alanları

Sonuncu paso (S_r)	A_{254} (mm^2)
0,1	0,0810
0,05	0,0424
0,025	0,0216

Sonuncu pasoda kesme hızı $V=88$ m/dk (H=0,25 mm) $S_r=0,025; 0,05; 0,1$ mm radyal ilerleme değerleri için kesme kuvvetinin hesabı; Belirtilen radyal ilerleme ve kesme hızı değerlerinde keskin takımla vida açmada vida talaşının diş dibindeki talaş sıkışma katsayıları deneysel olarak belirlenmiş ve Bölüm 4 Şekil 4.15’te verilmiştir. H=0,25 mm diş yüksekliği için diş dibindeki kesme kuvveti hesaplamalarda kullanılan K_a talaş sıkışma katsayıları bu grafikten alınmıştır.

- a) $S_r= 0,1$ mm radyal ilerleme değerinde kaldırılan talaşın H=0,25 mm de diş dibindeki K_a sıkışma katsayısı şekil 4.15’den alınmıştır.

Vida açmada kullanılan takımın talaş açısı γ vida diş dibinin orta noktasında -10° dir. Formülde kullanılan C katsayısı malzeme için 46° dir.Malzemenin kayma deformasyon direnci değeri

$$A_{2,5} = 0,9 \sigma_C$$

(D.1)

olarak verilmektedir. Buna göre

$$A_{2,5} = 0,9 \cdot \sigma_c = 0,9 \cdot 130,125 = 117,11 \text{ kg/mm}^2 \text{ olarak hesaplanır.}$$

kesme kuvveti

$$P_{zdd} = A_{2,5} \left(\frac{(K_{add} - \text{Sin} \gamma)}{\text{Cos} \gamma} + \text{Tan} C \right) A_{254} \quad (\text{D.2})$$

formülü ile hesaplanılmaktadır. K_{add} Şekil 4.12'de $V=88$ m/dk, $S_r=0,1$ mm için 1,5 olarak belirlenmiştir. Diş dibinde $S_r=0,1$ mm için kesit alanı $=0,0810$ mm² olarak tablo 1 de hesaplanmıştır. Buna göre diş dibindeki kesme kuvveti:

$$P_{zdd} = 117,11 \left(\frac{(1,5 - \text{Sin}(-10))}{\text{Cos}(-10)} + \text{Tan} 46 \right) \cdot 0,0810 = 25,97 \text{ kg}$$

b) $S_r=0,05$ mm için Diş dibinde talaş sıkışma katsayısı K_{add} Bölüm 4 Şekil 4.15'de $V=88$ m/dk, $S_r=0,05$ mm için $K_a=2,1$ olarak belirlenmiştir. $S_r=0,05$ mm için vida diş dibindeki kesit alanı tablo 1 de hesaplanmıştır. Buna göre diş dibindeki kesme kuvveti:

$$P_{zdd} = 117,11 \left(\frac{(2,1 - \text{Sin}(-10))}{\text{Cos}(-10)} + \text{Tan} 46 \right) \cdot 0,0424 = 16,60 \text{ kg}$$

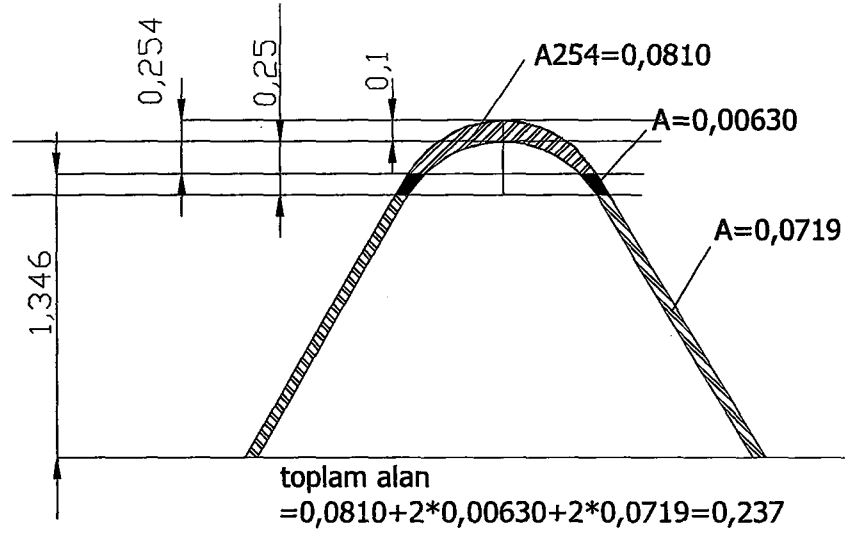
c) $S_r=0,025$ mm için Diş dibinde talaş sıkışma katsayısı K_{add} Bölüm 4 Şekil 4.12 de $V=88$ m/dk, $S_r=0,025$ mm için 2,4 olarak belirlenmiştir. $S_r=0,025$ mm için vida diş dibindeki kesit alanı tablo 1 de hesaplanmıştır. Buna göre diş dibindeki kesme kuvveti:

$$P_{zdd} = 117,11 \left(\frac{(2,4 - \text{Sin}(-10))}{\text{Cos}(-10)} + \text{Tan} 46 \right) \cdot 0,0216 = 9,23 \text{ kg}$$

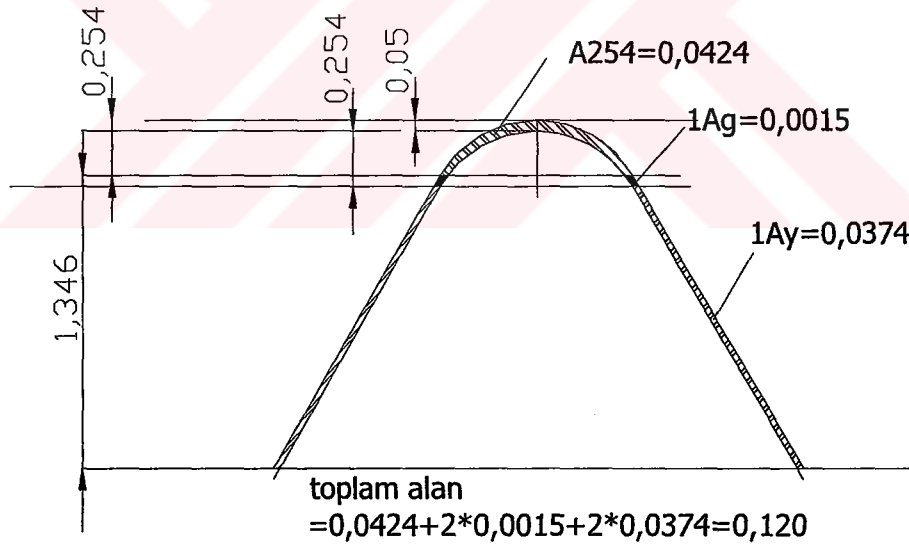
Tablo D.2 : Diş dibinde $H=0,254$ mm de hesaplanmış ve deneysel belirlenmiş kesme kuvvetleri

Radyal ilerleme	P_{zdd} (kg)	Deneysel (kg)	Deneysel (N)
$S_r=0,025$	9,23	8	76
$S_r=0,05$	16,6	14,7	145
$S_r=0,1$	25,97	24,66	242

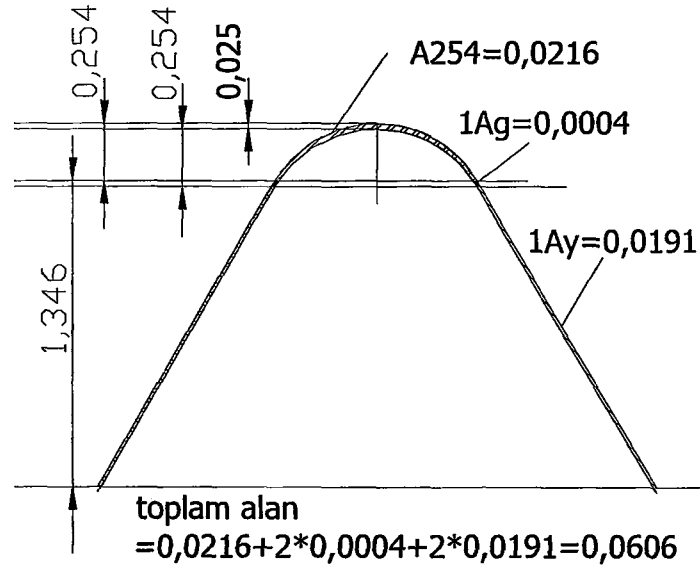
b)-Tam Vida Kesitinde Talaş Kesit Alanı Ve Kesme Kuvvetlerinin Teorik Hesabı Ve Deneysel Sonuçları:



Şekil D.1 : $S_r=0.1$ mm son paso vida talaşı, diş dibi ve yan yüzey alanları (mm^2) (Diş yüksekliği $H=1,6$ mm)



Şekil D.2 : $S_r=0.05$ mm son paso vida talaşı, diş dibi ve yan yüzey alanları (mm^2) (Diş yüksekliği $H=1,6$ mm)



Şekil D.3 : $S_r=0.025$ mm son paso vida talaşı, diş dibi ve yan yüzey alanları (mm^2) (Diş yüksekliği $H=1,6$ mm)

Tablo D.3: $S_r = 0,1-0,05-0,025$ mm için sonuncu pasolarda vida talaşı diş dibi ve yan yüzeyi kesit alanları (Vida dişi yüksekliği $h=1,6$ mm)

Sonuncu paso (S_r)	A_{254} (mm^2)	$2A_y$ (mm^2)	Toplam A_T (mm^2)
0,1	0,0810	0,156	0,237
0,05	0,0424	0,078	0,120
0,025	0,0216	0,039	0,060

Sonuncu pasoda kesme hızı $V=88$ m/dk ($H=1,6$ mm) $S_r=0,025; 0,05; 0,1$ mm radyal ilerleme değerleri için kesme kuvvetinin hesabı; Belirtilen radyal ilerleme ve kesme hızı değerlerinde keskin takım ile vida açmada vida talaşının diş dibindeki ve yan yüzeylerindeki talaş sıkışma katsayıları deneysel olarak belirlenmiş ve Şekil 4.9'da verilmiştir. Hesaplamalarda kullanılan K_a talaş sıkışma katsayıları bu grafikten alınmıştır.

- c) $S_r=0,1$ mm radyal ilerleme değerinde kaldırılan talaşın K_a sıkışma katsayısı diş dibi ve yan yüzeyler için Bölüm 4 şekil 4.9 dan alınmıştır.

1)Diş dibinde Kesme kuvveti

Vida açmada kullanılan takımın talaş açısı γ vida diş dibinin orta noktasında -10° dir. Formülde kullanılan C katsayısı malzeme için 46° dir.Malzemenin kayma deformasyon direnci değeri ($A_{2,5}=0,9 \sigma_C$)

olarak verilmektedir. Buna göre

$A_{2,5} = 0,9 \cdot \sigma_{Kop} = 0,9 \cdot 130,125 = 117,11 \text{ kg/mm}^2$ olarak hesaplanır. Kesme kuvveti

$$P_{zdd} = A_{2,5} \cdot \left(\frac{(K_{add} - \text{Sin} \gamma)}{\text{Cos} \gamma} + \text{Tan} C \right) A_{254}$$

formülü ile hesaplanılmaktadır. K_{add} Bölüm 4 şekil 4.15'de $V=88$ m/dk, $S_r=0,1$ mm için 3,0 olarak belirlenmiştir. Diş dibinde $S_r=0,1$ mm için kesit alanı $=0,0810 \text{ mm}^2$ olarak tablo 1 de hesaplanmıştır. Buna göre diş dibindeki kesme kuvveti:

$$P_{zdd} = 117,11 \cdot \left(\frac{(3,0 - \text{Sin}(-10))}{\text{Cos}(-10)} + \text{Tan} 46 \right) \cdot 0,0810 = 40,39 \text{ kg}$$

olarak hesaplanır. Talaşın yan yüzeylerinde talaş açısı $\gamma = 0^\circ$ dir . Vida yan yüzeylerinde $V=88$ m/dk, $S_r=0,1$ mm için talaş sıkışma katsayısı K_{ayy} Şekil 4.9'dan 2,25 olarak belirlenmiştir. Vida yan yüzeyi kesit alanı tablo 1 de hesaplanmıştır. Vida talaşında 2 yan yüzey olduğu için bir yan yüzey alanınının 2 katı alınmıştır. 2 formülünde değerler yerine konulursa:

$$P_{zyy} = 117,11 \cdot \left(\frac{(2,25 - \text{Sin}(0))}{\text{Cos}(0)} + \text{Tan} 46 \right) \cdot 0,156 = 59,96 \text{ kg}$$
 olarak hesaplanır.

- d) $S_r=0,05$ mm için Diş dibinde talaş sıkışma katsayısı K_{add} Bölüm 4 Şekil 4.15 de $V=88$ m/dk, $S_r=0,05$ mm için 3,15 olarak belirlenmiştir. $S_r=0,05$ mm için vida diş dibindeki kesit alanı Tablo D.1'de hesaplanmıştır. Buna göre diş dibindeki kesme kuvveti:

$$P_{zdd} = 117,11 \cdot \left(\frac{(3,15 - \text{Sin}(-10))}{\text{Cos}(-10)} + \text{Tan} 46 \right) \cdot 0,0424 = 21,89 \text{ kg}$$

K_{ayy} Bölüm 4 şekil 4.15'den $V=88$ m/dk, $S_r=0,05$ için 2,75 olarak belirlenir. Yan yüzeylerdeki kesit alanı $S_r=0,05$ mm için Tablo D.1'de hesaplanmıştır. Buna göre yan yüzeylerdeki kesme kuvveti:

$$P_{zyy} = 117,11 \cdot \left(\frac{(2,75 - \text{Sin}(0))}{\text{Cos}(0)} + \text{Tan} 46 \right) \cdot 0,078 = 34,57 \text{ kg}$$
 olarak hesaplanır.

c) $S_r=0,025$ mm için Diş dibinde talaş sıkışma katsayısı Kadd Bölüm 4 Şekil 4.15'de $V=88$ m/dk, $S_r=0,025$ mm için 3,3 olarak belirlenmiştir. $S_r=0,025$ mm için vida diş dibindeki kesit alanı tablo 1 de hesaplanmıştır. Buna göre diş dibindeki kesme kuvveti:

$$P_{zdd} = 117.11. \left(\frac{(3,3 - \sin(-10))}{\cos(-10)} + \tan 46 \right) . 0,0216 = 11,54 \text{ kg}$$

K_{ayy} Şekil 4.15'den $V=88$ m/dk, $S_r=0,025$ için 3,4 olarak belirlenir. $S_r=0,025$ mm için yan yüzeylerin kesit alanı tablo 1 de hesaplanmıştır. Buna göre yan yüzeylerdeki kesme kuvveti

$$P_{zyy} = 117.11. \left(\frac{(3,4 - \sin(0))}{\cos(0)} + \tan 46 \right) . 0,039 = 20,25 \text{ kg}$$

olarak hesaplanır. Vida diş dibinde ve yan yüzeylerinde ayrı olarak hesaplanan ve toplam vida talaşında deneysel olarak belirlenen kesme kuvvetleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo D.4: $S= 0,1-0,05-0,025$ mm için sonuncu pasalarda vida talaşı diş dibi ve yan yüzeylerinde hesaplanmış kesme kuvvetleri ve tüm vida talaşında deneysel belirlenmiş kesme kuvvetleri (Vida dişi yüksekliği $h=1,6$ mm).

Radyal ilerleme	P_{zyy} (kg)	P_{zdd} (kg)	P_z (kg)	Deneysel (kg)
$S_r=0,025$	20,25	11,54	31,39	29
$S_r=0,05$	34,57	21,89	56,46	52
$S_r=0,1$	59,96	40,39	100,35	96

EK - E : YORULMA DENEYLERİNİN İSTATİKSEL ANALİZİ

İstatistiksel analiz sürekli mukavemet bölgesinde yapılmıştır. Sürekli mukavemet bölgesinde kırılmayan numune sayısı ile % 90 güven düzeyinde sürekli mukavemet sınır değeri ve standart sapması bulunmuştur.

a) Silindirik numune yorulma deneyleri

Tablo E.1: Sürekli mukavemet bölgesinde hasara uğramamış silindirik numuneler ve taşıdıkları gerilmelerin ortalama değeri ve standart sapması

Numune no	Gerilme[MPa]	Ömür
1	441,45	2057349
2	441,45	2165371
3	441,45	2957854
4	490,5	2517636
5	490,5	2023655
6	490,5	2047965
7	539,55	2011136
8	539,55	2038326
9	588,6	2025620
10	588,6	2125653
11	539,55	2820432
12	580	2898763
13	640	3623550
14	637,65	2185236
15	637,65	2225363
Ortalama	539,1333	
Stand. Sapma	71,64963	

Burada test edilen numune sayısı $n=15$ dir. $v = n-1=15-1=14$ olur. % 90 güven düzeyinde $\alpha=0,1$ ve $\alpha/2=0,05$ olur. Bu durumda $t_v = t_{\alpha/2;v} = t_{0,05;14} = 1,761$ olarak cetvel A4 ten bulunur. Bu durumda %90 güven düzeyi için ortalama ve bunu standart sapması

$$T = \bar{X} \pm t \cdot \frac{S}{\sqrt{n}} \quad (\text{E.1})$$

$$T = \bar{X} \pm t \cdot \frac{S}{\sqrt{n}} = 539,13 \pm 1,761 \frac{71,65}{\sqrt{15}} = 539,13 \pm 32,6 \text{ MPa olarak elde edilir.}$$

b) Çentikli numune yorulma deneyleri

Sürekli mukavemet bölgesinde $2 \cdot 10^6$ devir için kopmayan numuneler ve bunlara uygulanan yükler aşağıdaki tabloda verilmiştir. Tablonun son satırında ortalama gerilme değeri ve bu değer in standart sapması verilmiştir.

Tablo E.2: Sürekli mukavemet bölgesinde hasara uğramamış çentikli numuneler ve taşıdıkları gerilmelerin ortalama değeri ve standart sapması

Numune no	Gerilme[MPa]	Ömür
1	171.67	2500294
2	171.67	2478563
3	171.67	3526967
4	196.2	2010624
5	196.2	3654740
6	171.67	2035031
7	175	2625956
8	245.25	2325632
9	245.25	2456961
10	220.725	2573000
Ortalama	196,53	
Stand. Sapma	30,31	

Burada test edilen numune sayısı $n=10$ dur. $v = n-1=10-1=9$ olur % 90 güven düzeyinde $\alpha=0,1$ ve $\alpha/2=0,05$ olur.

Bu durumda

$$t_{\alpha/2;v} = t_{0,05;9} = 1,833 \text{ olarak cetvel A4 ten bulunur.}$$

Bu durumda %95 güven düzeyi için ortalama ve bunu standart sapması

$$T = \bar{X} \pm t \cdot \frac{S}{\sqrt{n}}$$

$$T = \bar{X} \pm t \cdot \frac{S}{\sqrt{n}} = 196,53 \pm 1,833 \frac{30,31}{\sqrt{10}} = 196,53 \pm 17,56 \text{ MPa olarak elde edilir.}$$

c) V=88 m/dk, S_r=0,1mm için Keskin takım la kesme sıvısı ortamında üretilmiş vidalı numunelerin yorulma deneyi

Tablo E.3: V=88 m/dk, S_r=0,1,Keskin takımla kesme sıvısı ortamında üretilmiş, sürekli mukavemet bölgesinde hasara uğramamış vidalı numunelerin taşıdıkları gerilmeler, bunların ortalama değeri ve standart sapması

Numune no	Gerilme[MPa]	Ömür
1	255	2695226
2	176,5	2700178
3	215,8	3038426
4	235,4	2016598
5	196,2	2853267
6	215,8	3096293
7	225,6	2556341
Ortalama	217,1857	
Stand. Sapma	27,21142	

Burada sürekli mukavemet bölgesinde test edilen numune sayısı n=7 dur. v = n-1=7-1=6 olur % 90 güven düzeyinde α=0,1 ve α/2=0,05 olur.

Bu durumda

$$t_{\alpha/2,v} = t_{0,05,6} = 1,943 \text{ olarak cetvel A4 ten bulunur.}$$

Bu durumda %90 güven düzeyi için ortalama ve bunu standart sapması

$$T = \bar{X} \pm t \cdot \frac{S}{\sqrt{n}}$$

$$T = \bar{X} \pm t \cdot \frac{S}{\sqrt{n}} = 217,2 \pm 1,943 \frac{27,2}{\sqrt{7}} = 217,2 \pm 19,97 \text{ MPa olarak elde edilir.}$$

d) V=88 m/dk, S_r=0,05 mm için Keskin takım la kesme sıvısı ortamında üretilmiş vidalı numunelerin yorulma deneyi

Tablo E.4: V=88 m/dk, S_r=0,05 için keskin takımla kesme sıvısı ortamında üretilmiş, sürekli mukavemet bölgesinde hasara uğramamış vidalı numunelerin taşıdıkları gerilmeler, bunların ortalama değeri ve standart sapması

Numune no	Gerilme[MPa]	Ömür
1	245	2010768
2	231,3	3006217
3	206	2246341
4	196,2	2620703
5	186,4	2254485
6	186,4	3056141
7	176,6	2423634
8	156,9	2319361
Ortalama	198,1	
Stand. Sapma	28,78824	

Burada sürekli mukavemet bölgesinde test edilen numune sayısı n=8dir. v = n-1=8-1=7 olur % 90 güven düzeyinde α=0,1 ve α/2=0,05 olur.

Bu durumda

$$t_{\alpha/2;v} = t_{0,05;7} = 1,895 \text{ olarak cetvel A4 ten bulunur.}$$

Bu durumda %90 güven düzeyi için ortalama ve bunu standart sapması

$$T = \bar{X} \pm t \cdot \frac{S}{\sqrt{n}}$$

$$T = \bar{X} \pm t \cdot \frac{S}{\sqrt{n}} = 198,1 \pm 1,895 \frac{28,8}{\sqrt{8}} = 198,1 \pm 19,3 \text{ MPa olarak elde edilir.}$$

e) V=44 m/dk, S_r=0,1 mm için Keskin takım la kesme sıvısı ortamında üretilmiş vidalı numunelerin yorulma deneyi

Tablo E.5: V=44 m/dk, S_r=0,1 mm için keskin takımla kesme sıvısı ortamında üretilmiş, sürekli mukavemet bölgesinde hasara uğramamış vidalı numunelerin taşıdıkları gerilmeler, bunların ortalama değeri ve standart sapması

Numune no	Gerilme[MPa]	Ömür
1	196,2	3089667
2	186,4	2853441
3	176,6	2456302
4	166,7	3042423
5	157	2354281
6	147,15	3261546
7	137,3	3036554
Ortalama	166,7643	
Stand. Sapma	21,20131	

Burada sürekli mukavemet bölgesinde test edilen numune sayısı n=7dir. $\nu = n-1=7-1=6$ olur % 90 güven düzeyinde $\alpha=0,1$ ve $\alpha/2=0,05$ olur.

Bu durumda

$$t_{\alpha/2;\nu} = t_{0,05;6} = 1,943 \text{ olarak cetvel A4'ten bulunur.}$$

Bu durumda %90 güven düzeyi için ortalama ve bunu standart sapması

$$T = \bar{X} \pm t \cdot \frac{S}{\sqrt{n}}$$

$$T = \bar{X} \pm t \cdot \frac{S}{\sqrt{n}} = 166,76 \pm 1,943 \frac{21,2}{\sqrt{7}} = 166,76 \pm 15,56 \text{ MPa olarak elde edilir.}$$

f) V=88 m/dk, S_r=0,1 mm , Takım aşınması=0,3 mm için aşınmış takımla kesme sıvısı ortamında üretilmiş vidalı numunelerin yorulma deneyi

Tablo E.6: V=88 m/dk, S_r=0,1 mm için Aşınma=0,3 mm aşınmış takımla kesme sıvısı ortamında üretilmiş, sürekli mukavemet bölgesinde hasara uğramamış vidalı numunelerin taşıdıkları gerilmeler, bunların ortalama değeri ve standart sapması

Numune no	Gerilme[MPa]	Ömür
1	255	1995365
2	245,3	2245236
3	235,4	2362345
4	250,2	2613285
5	225,6	2895305
6	240,3	3036554
7	242,3	2632507
Ortalama	242,0143	
Stand.Sapma	9,683565	

Burada sürekli mukavemet bölgesinde test edilen numune sayısı n=7dir. v = n-1=7-1=6 olur % 90 güven düzeyinde $\alpha=0,1$ ve $\alpha/2=0,05$ olur.

Bu durumda

$$t_{\alpha/2;v} = t_{0,05;6} = 1,943 \text{ olarak cetvel A4 ten bulunur.}$$

Bu durumda %90 güven düzeyi için ortalama ve bunu standart sapması

$$T = \bar{X} \pm t \cdot \frac{S}{\sqrt{n}}$$

$$T = \bar{X} \pm t \cdot \frac{S}{\sqrt{n}} = 243 \pm 1,943 \frac{9,7}{\sqrt{7}} = 242 \pm 7,12 \text{ MPa olarak elde edilir.}$$

g) V=88 m/dk, S_r=0,1 mm , Takım aşınması=0,6 mm için aşınmış takımla kesme sıvısı ortamında üretilmiş vidalı numunelerin yorulma deneyi

Tablo E.7: V=88 m/dk, S_r=0,1 mm için Aşınma=0,6 mm aşınmış takımla kesme sıvısı ortamında üretilmiş, sürekli mukavemet bölgesinde hasara uğramamış vidalı numunelerin taşıdıkları gerilmeler, bunların ortalama değeri ve standart sapması

Numune no	Gerilme[MPa]	Ömür
1	323,7	2473541
2	294,3	3337945
3	284,5	2827367
4	281	3196203
5	264,87	3011124
6	255	2901175
7	245,2	2256571
Ortalama	278,3671	
Stand. Sapma	26,39988	

Burada sürekli mukavemet bölgesinde test edilen numune sayısı n=7dir. $\nu = n-1=7-1=6$ olur % 90 güven düzeyinde $\alpha=0,1$ ve $\alpha/2=0,05$ olur.

Bu durumda

$$t_{\alpha/2;\nu} = t_{0,05;6} = 1,943 \text{ olarak cetvel A4 ten bulunur.}$$

Bu durumda %90 güven düzeyi için ortalama ve bunu standart sapması

$$T = \bar{X} \pm t \cdot \frac{S}{\sqrt{n}}$$

$$T = \bar{X} \pm t \cdot \frac{S}{\sqrt{n}} = 278,4 \pm 1,943 \frac{26,4}{\sqrt{7}} = 278,4 \pm 19,4 \text{ MPa olarak elde edilir.}$$

h) V=88 m/dk, S_r=0,1 mm, keskin takımla kesme sıvısı ortamında radyal artırımı kesme şemada üretilmiş vidalı numunelerin yorulma deneyi

Tablo E.8: V=88 m/dk, S_r=0,1 mm keskin takımla kesme sıvısı ortamında radyal artırılmış profil şeması üretilmiş, sürekli mukavemet bölgesinde hasara uğramamış vidalı numunelerin taşıdıkları gerilmeler, bunların ortalama değeri ve standart sapması

Numune no	Gerilme[MPa]	Ömür
1	186,4	2156396
2	176,6	2865274
3	166,8	2376934
4	181,5	3534261
5	196,2	2480663
6	196,2	2358403
7	180,3	3150723
8	179,3	2987345
Ortalama	182,9125	
Stand. Sapma	9,903886	

Burada sürekli mukavemet bölgesinde test edilen numune sayısı n=8' dir. v = n-1=8-1=7 olur % 90 güven düzeyinde α=0,1 ve α/2=0,05 olur.

Bu durumda

$$t_{\alpha/2;v} = t_{0,05;7} = 1,895 \text{ olarak cetvel A4 ten bulunur.}$$

Bu durumda %90 güven düzeyi için ortalama ve bunu standart sapması

$$T = \bar{X} \pm t \cdot \frac{S}{\sqrt{n}}$$

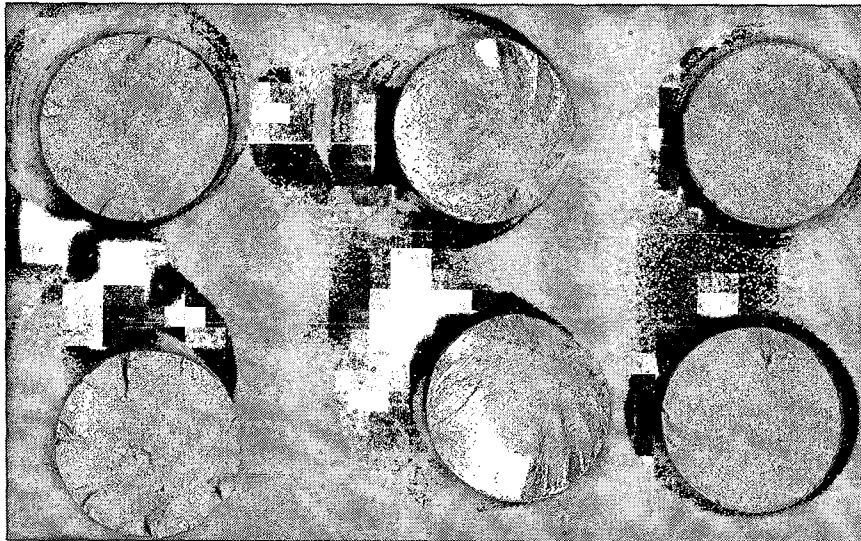
$$T = \bar{X} \pm t \cdot \frac{S}{\sqrt{n}} = 182,9 \pm 1,895 \frac{9,9}{8} = 278,4 \pm 6,63 \text{ MPa olarak elde edilir.}$$

EK - F : NUMUNE KIRIK GÖRÜNÜŞLERİ

a) Silindirik Numuneler

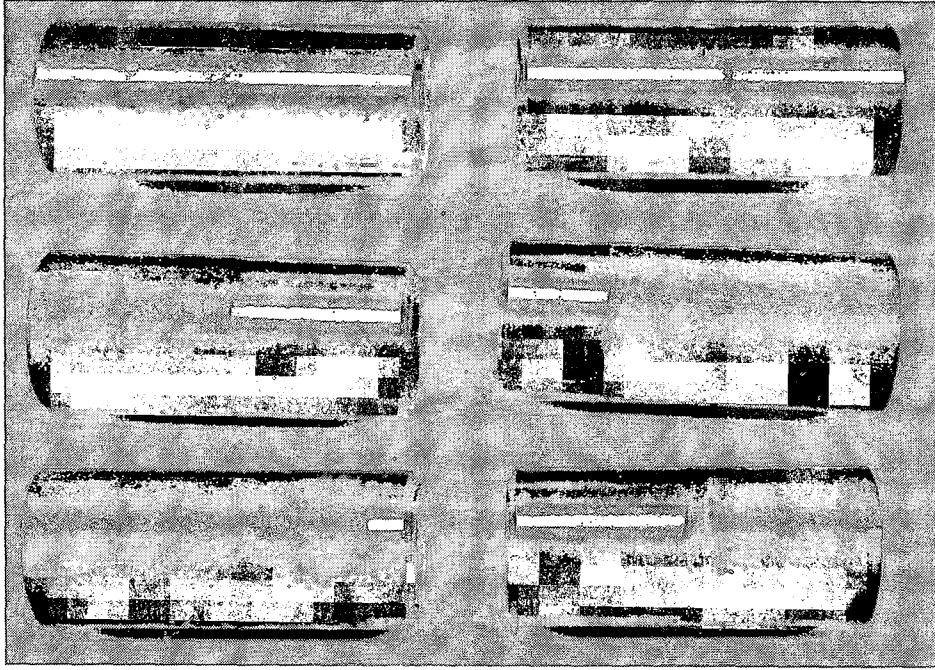


Şekil F.1 : Silindirik numune kırıkları yan görünüş

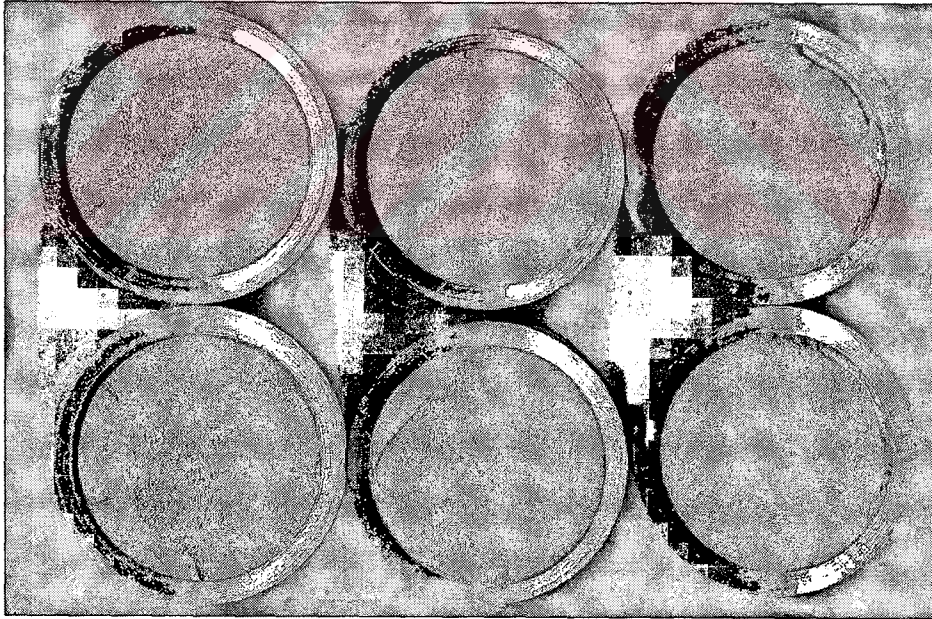


Şekil F.2 : Silindirik numune kırık kesit görünüşleri

b) Çentikli Numuneler

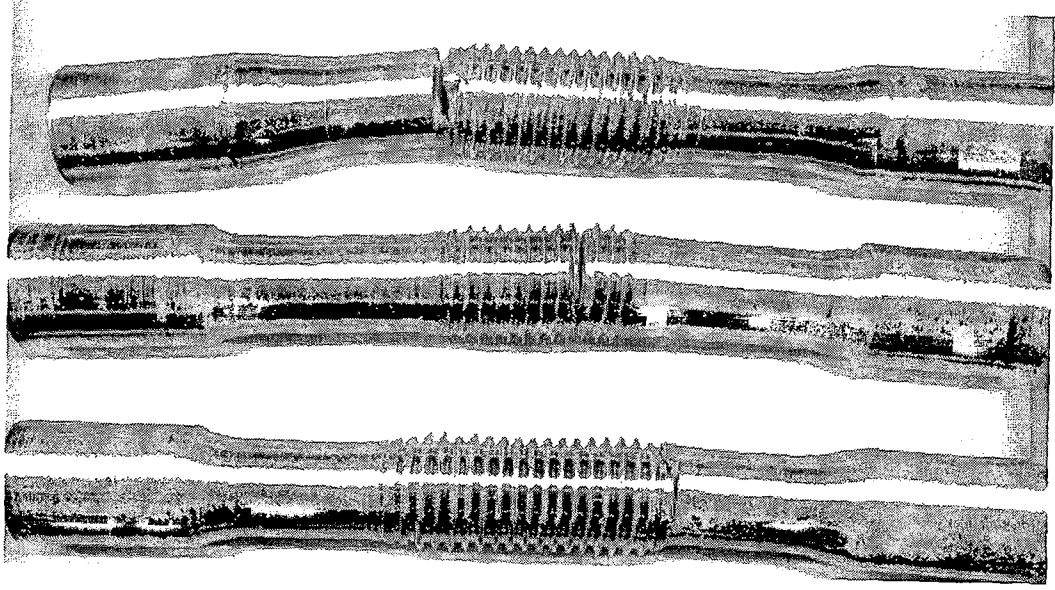


Şekil F.3 : Çentikli numune kırıkları yan görünüş

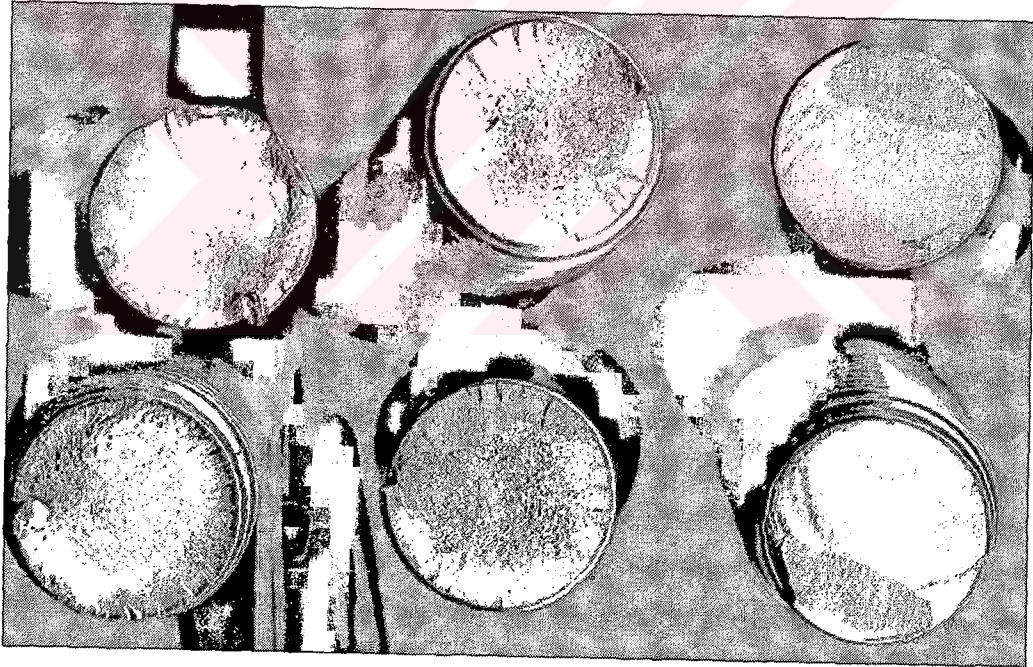


Şekil F.4 : Çentikli numune kırık kesit görüntüleri

c) Vidalı Numuneler



Şekil F.5 : Vidalı numune kırık kesit görüntüleri



Şekil F.6 : Vidalı numune kırık kesit görüntüleri

ÖZGEÇMİŞ

Hazma Kemal Akyıldız 1973 yılında Ankara'da doğdu. İlk orta ve lise öğrenimini Ankara'da tamamladıktan sonra 1991 yılında Selçuk Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümüne girdi ve 1995'te lisans diploması ile mezun oldu. 1996 yılında Dokuz Eylül Üniversitesinde yüksek lisans eğitimine ve Erciyes Üniversitesi Yozgat Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma görevlisi olarak çalışmaya başladı. Yabancı dil hazırlık programını bitirdikten sonra Gazi Üniversitesine geçerek yüksek lisansını 1998 yılında tamamladı. 1999 yılında İstanbul Teknik Üniversitesinde doktora eğitimine başladı. 2004 yılında evlendi. Halen Erciyes Üniversitesi Yozgat Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.