

**TAKIM TEZGAHLARININ TIRLAMA TİTREŞİMİNDE
SÜREÇ SÖNÜMLEMELERİN
TEORİK VE DENEYSEL İRDELENMESİ**

Erol TÜRKEŞ

DOKTORA TEZİ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Ocak 2007

**THEORETICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS
OF PROCESS DAMPING IN
MACHINE TOOL CHATTER VIBRATION**

Erol TÜRKEŞ

DOCTORAL DISSERTATION

Department of Mechanical Engineering

January 2007

**TAKIM TEZGAHLARININ TIRLAMA TİTREŞİMİNDE
SÜREÇ SÖNÜMLEMELERİN
TEORİK VE DENEYSEL İRDELENMESİ**

Erol TÜRKEŞ

**Eskişehir Osmangazi Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Konstrüksiyon - İmalat Bilim Dalında
DOKTORA TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır.**

**Danışman : Yrd. Doç. Dr. Sezan ORAK
İkinci Danışman : Doç. Dr. Erhan BUDAK**

Ocak 2007

Erol TÜRKEŞ' in DOKTORA tezi olarak hazırladığı “Takım Tezgahlarının Tırlama Titreşiminde Süreç Sönümlenmelerin Teorik ve Deneysel İrdelenmesi” başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

Üye: Yrd. Doç. Dr. Sezan ORAK (Danışman)

Üye: Doç. Dr. Erhan BUDAK (İkinci Danışman)

Üye: Prof. Dr. Soner ALANYALI

Üye: Prof. Dr. Ramazan KÖSE

Üye: Prof. Dr. Serdar SALMAN

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nungün
vesayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Abdurrahman KARAMANCIOĞLU

Enstitü Müdürü

ÖZET

Yapılan bu çalışmada, düşük ve orta kesme hızlarında tırlama titreşiminde meydana gelen süreç sönümlenmelerinin neden ve nasıl oluştuğu araştırılmıştır. Literatürdeki konu ile ilgili yapılan çalışmalar incelendiğinde bu neden ve nasıl sorularına kesin bir cevap bulunamadığı görülmektedir. Süreç sönümlenmelerinin, dinamik kesme sistemine nasıl etkidikleri tam olarak anlaşılabilmesi sebebiyle kesme sisteminin yapısal sönümlenmesine ne kadar etki ettikleri de bulunamamaktadır. Bu nedenle bu çalışmada kesme mekaniğinin temelini oluşturan dik kesme için öncelikle komplike bir dinamik kesme modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan model daha sonra tornalama ve frezeleme takım tezgahlarının kesme sistemlerine uygulanmıştır. Komplike dinamik kesme modeli, kesilme açısının değişimine bağlı olarak dinamik kesme kuvvetlerinin modellenmesi ve takım ucunun dalgalı yüzeye batmasından oluşan batma kuvvetlerinin modellenmesinden oluşturulmuştur. Dinamik kesme kuvvetlerinin modelinden statik ve dinamik kesme katsayıları, batma kuvvetleri modellenmesinden de batma kuvvetleri elde edilmiştir. Bu terimler, kesme sisteminin kararlılık analizi için türetilen hareket denklemlerinde hesaba katıldığında sistemin sönümleme oranlarının arttığı görülmüştür. Bu artışların değerlerini bulabilmek için tornalama ve frezelemede değişik malzemeler, takım uzunlukları ve mil hızları için modal analiz ve kesme testleri yapılarak kararlı kesme derinlikleri elde edilmiştir. Bilinen kararlılık diyagramlarının çizdirilmesi prosedürü tersten işletilerek kararlı kesme derinliklerine karşılık gelen toplam süreç sönümleme değerleri hesaplatılmıştır. Böylece bu değerlerin ne kadarının kesilme açısının değişiminden ve ne kadarının da takım ucunun dalgalı yüzeye batmasından kaynaklandığı bulunmuştur. Son olarak da geliştirilen dinamik kesme modelinin doğrulanması; kesilme açısının değişiminin araştırılmasındaki açısı sabitinin ve takım ucunun batmasındaki iş parçası malzemesinin spesifik kesilme direncinin doğrulanmasıyla yapılmıştır. Ayrıca bu çalışmada, süreç sönümlenmelerinin en çok hangi etkenlere bağlı olduğu konusu da araştırılmıştır. Sonuçta, takım ucu batmasının süreç sönümlemenin oluşumundaki etkisinin daha çok olduğu ortaya çıkmıştır.

Anahtar Kelimeler: Takım tezgahı, Tırlama titreşimi, Süreç sönümlemesi.

SUMMARY

The subject of this Ph.D. thesis is to research how and why the process damping occurs in chatter vibrations under low cutting speed conditions. Answers to those questions could not be found in the former research available in literature. Since how the process damping affects the orthogonal cutting is not clearly understood, the additional effect of the process damping to the cutting system's structural damping could not be determined as well. In this thesis, a complex dynamic system is modeled prior to the orthogonal cutting which forms a mechanical cutting basis for all cutting processes in general. This dynamic system is used for turning and milling machines later on. The complex dynamic system consists of dynamic cutting system force model which is based on the shear angle oscillations and the penetration forces which are caused by the tool flank contact with the wavy surface. Static and dynamic cutting coefficients are obtained by using the dynamic cutting force model. Using these coefficients in the motion equations derived for the stability analysis increased the total damping ratio of the system. In order to determine the increased values of the damping ratio, modal analysis and chatter stability tests were performed for different materials, tool length and spindle speed. By employing the stability diagrams, the values of the total process damping corresponding to the stable depth of cuts are calculated. The proportions of calculated values due to the shear angle oscillations and the contact between the tool and wavy surface are determined. Finally, the verification of developed dynamic cutting model is done for not only the shear angle oscillation coefficient, but also for the specific cutting resistance of workpiece in penetration. Furthermore, the most effective factors in the process damping are also included in research.

Keywords : Chatter vibration, Machine tools, Process damping.

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım sırasında bana ışık tutan ve tez çalışmam boyunca ilgi ve desteğini esirgemeyen, tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Sezan ORAK' a teşekkür ederim.

Yine teorik ve deneysel çalışmalarım sırasında bilgi ve deneyimlerinden faydalanmamda benden bilgi birikimlerini esirgemeyen ve tez çalışmam için gerekli cihazları ve bilgisayar yazılım programlarının kullanılmasını öğrenmemde Sabancı Üniversitesi Üretim Sistemleri Bölümü laboratuvarında çalışmama olanak sağlayan ikinci tez danışmanım Doç. Dr. Erhan BUDAK' a teşekkürü bir borç bilirim.

Tez çalışmamda deneylerimin yapılabilmesi için gerekli cihazların ve bilgisayar yazılımlarının Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü' ne satın alınmasında bilgi ve deneyimleriyle yardımcı olan Prof. Dr. Yusuf ALTINTAŞ' a (*Department of Mechanical Engineering, University of British Columbia*) teşekkür ederim.

Ayrıca Laboratuar çalışmaları için Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Takım Tezgahları laboratuvarını kullanmamda yardımcı olan ve bu Üniversitenin Bilimsel Araştırma Projeleri Komisyonu' ndan "Takım Tezgahlarında Tırlama Titreşimlerinin Kararlılık Analizi" konu başlıklı, 200615012 numaralı Araştırma Projesinin alınmasında ilgi ve desteğini esirgemeyen Makine Mühendisliği bölüm başkanı Prof. Dr. Soner ALANYALI' ya teşekkürlerimi sunarım.

Bugünlere gelmemde desteklerini her an yanımda hissettiğim anneme ve babama şükranlarımı sunar, gösterdikleri sabır ve ilgiden dolayı eşime ve oğluma teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iv
SUMMARY	v
TEŞEKKÜR	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xvii
SİMGELER ve KISALTMALAR	xix
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	4
3. TAKIM TEZGAHLARINDA TIRLAMA TİTREŞİMİ.....	8
3.1. Tornalamada Tırlama Titreşimlerinin Analitik Hesabı.....	8
3.2. Frezelemede Tırlama Titreşimlerinin Analitik Hesabı.....	13
3.3. Dinamik Frezeleme Modeli.....	13
3.4. Frezelemede Tırlama Kararlılık Lobları.....	18
4. TIRLAMA TİTREŞİMİNDE SÜREÇ SÖNÜMLEME MODELİ.....	22
4.1. Dik Kesmede Dinamik Kesme Modelinin Kurulması	23
4.2. Dinamik Kesme Kuvvet Katsayılarının Tornalamaya Uygulanması	31
4.3. Dinamik Kesme Kuvvet Katsayılarının Frezelemeye Uygulanması	38
4.4. Takım Ucunun Batmasından Oluşan Süreç Sönümlleme Modeli.....	41
5. SÜREÇ SÖNÜMLEME KATSAYILARININ HESABI.....	51
5.1. Süreç sönümlleme Katsayılarının Belirlenmesi.....	52
5.2. Tornalamada Süreç Sönümllemelerinin Belirlenmesi.....	53
5.3. Frezelemede Süreç Sönümllemelerinin Belirlenmesi.....	59

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
6. SÜREÇ SÖNÜMLEME ORANLARININ AYRIŞTIRILMASI.....	65
6.1. Tornalamada Süreç Sönümlenme Oranlarının Ayrıştırılması	68
6.2. Frezelemede Süreç Sönümlenme Oranlarının Ayrıştırılması.....	69
6.3. Süreç Sönümlenme Oranlarının Doğrulanması.....	69
7. LABORATUAR ÇALIŞMALARI.....	76
7.1. Deneysel Metot.....	76
7.2. Kullanılan Materyaller ve Özellikleri.....	77
7.3. Tornalama Operasyonlarındaki Deneysel Çalışmalar.....	79
7.4. Frezeleme Operasyonlarındaki Deneysel Çalışmalar.....	83
8. DENEY SONUÇLARI ve SÜREÇ SÖNÜMLEME MODELİNE UYGULANMASI.....	86
8.1. Tornalamada Deney Sonuçları.....	86
8.2. Frezelemede Deney Sonuçları.....	92
8.3. Deneylerle Süreç Sönümlenme Modelinin Doğrulanması.....	98
8.4. Süreç Sönümlenmelerin Bağımlılığının Araştırılması.....	108
9. SONUÇLAR.....	114
EK AÇIKLAMALAR-A.....	120
EK AÇIKLAMALAR-B.....	144
EK AÇIKLAMALAR-C.....	163
EK AÇIKLAMALAR-D.....	175
KAYNAKLAR DİZİNİ.....	185

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
3.1 BSD bir tornalama prosesi için dik kesmede tırlama titreşimi.....	9
3.2 Talaş kalınlığı blok diyagramı.....	10
3.3 İSD frezeleme sisteminin dinamik modellenmesi.....	14
4.1 Dinamik kesme modeli.....	24
4.2 Frezeleme operasyonunda tırlama modeli.....	38
4.3 Frezelemede kesici takımın j dışının dinamik kesme modeli.....	39
4.4 Koplike süreç sönümlenme modeli.....	42
4.5 Takımın süreç sönümlenme modeli.....	44
5.1 Tornalamada kararlılık lobları ve kararlı kesme derinliği belirlenmesi...	54
5.2 Tornalamada sistemin TF' sinin (G_{min}) noktalarının belirlenmesi.....	55
5.3 Frezelemede stabilite lobları ve kararlı kesme derinliği belirlenmesi.....	62
5.4 Frezelemede (X) doğrultusunda sistemin TF' sinin (G_{min}) noktalarının belirlenmesi.....	63
5.5 Frezelemede (Y) doğrultusunda sistemin TF' sinin (G_{min}) noktalarının belirlenmesi.....	63
6.1 Dalgalı yüzeyde takım ucunun talaş açısının değişimi.....	66
7.1 Tornalamada (a) Çekiçleme testi, (b) PC görüntüsü.....	81
7.2 Tornalamada (a) Mikrofon testi, (b) PC görüntüsü.....	82
7.3 Frezelemede (a) (X) doğrultusu, (b) (Y) doğrultusu için çekiçleme testi....	84
7.4 Frezelemede (a) Mikrofon testi, (b) PC görüntüsü.....	85
8.1 L= 70 mm kesme sisteminin TF' sinin reel ve imajiner grafikleri.....	86
8.2 L= 70 mm kesme sisteminin TF' sinin hesapsal (a) reel, (b) imajiner grafiği.....	87
8.3 L= 70 kesme sisteminin FRF grafiği ve yapısal sabitlerin elde edilmesi....	88
8.4 L= 70 kesme sisteminin Ç-1010 için ses testi ile tırlama frekansının Belirlenmesi.....	90
8.5 Ç-1010 ve L=50 mm için (X) doğrultusunun TF' sinin reel ve imajiner grafikleri.....	94
8.6 Ç-1010 ve L=50 mm için (Y) doğrultusunun TF' sinin reel ve imajiner grafikleri.....	95

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
8.7 L= 50 mm kesme sisteminin (X) doğrultusunun TF' sinin hesapsal (a) reel, (b) imajiner grafiği.....	95
8.8 L= 50 mm kesme sisteminin (Y) doğrultusunun TF' sinin hesapsal (a) reel, (b) imajiner grafiği.....	96
8.9 L= 50 kesme sisteminin (X) doğrultusundaki FRF grafiği ve yapısal sabitlerin elde edilmesi.....	96
8.10 L= 50 kesme sisteminin (Y) doğrultusundaki FRF grafiği ve yapısal sabitlerin elde edilmesi.....	97
8.11 Frezelemede L= 50 kesme sisteminin Ç-1010 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.....	97
8.12 L=70 mm (20×20) kesitli kater ve Ç1010 için KD.....	101
8.13 L=50 mm uzunluklu karbür frezeleme ucu ve Ç1010 için KD.....	102
8.14 Tornalamada L= 70 mm, n= 710 d/dak kesme şartlarında kesme sisteminin (a) sönümlmeli, (b) sönümlemesiz yer değişim grafikleri.....	105
8.15 Frezelemede L= 50 mm, n= 2000 d/dak' da kesme sisteminin (a) (X) , (b) (Y) doğrultusunda sönümlemesiz yer değişim grafikleri.....	106
8.16 Sönümlleme oranlarının değişimine göre kesme sisteminin TF' sinin reel kısmının değişimi.....	106
A.1 L= 80 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	121
A.2 L= 80 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için TF' nin FRF grafiği.....	121
A.3 L= 80 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.....	122
A.4 L= 90 mm L= 90 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	122
A.5 L= 90 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için TF' nin FRF grafiği.....	123
A.6 L= 90 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.....	123
A.7 L= 100 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	124

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
A.8 L= 100 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için TF' nin FRF grafiği..	124
A.9 L= 100 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.....	125
A.10 L= 110 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	125
A.11 L= 110 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için TF' nin FRF grafiği...	126
A.12 L= 110 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.....	126
A.13 L= 70 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	127
A.14 L= 70 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin FRF grafiği...	127
A.15 L= 70 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.....	128
A.16 L= 80 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	128
A.17 L= 80 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin FRF grafiği...	129
A.18 L= 80 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.....	129
A.19 L= 90 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	130
A.20 L= 90 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin FRF grafiği...	130
A.21 L= 90 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.....	131
A.22 L= 100 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	131
A.23 L= 100 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin FRF grafiği...	132
A.24 L= 100 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.....	132

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
A.25 L= 110 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	133
A.26 L= 110 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin FRF grafiği...	133
A.27 L= 110 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.....	134
A.28 L= 70 mm (25×25) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	134
A.29 L= 70 mm (25×25) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin FRF grafiği...	135
A.30 L= 70 mm (25×25) kesitli kater ve Ç-1050 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.....	135
A.31 L= 90 mm (25×25) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	136
A.32 L= 90 mm (25×25) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin FRF grafiği.....	136
A.33 L= 90 mm (25×25) kesitli kater ve Ç-1050 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.....	137
A.34 L= 110 mm (25×25) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	137
A.35 L= 110 mm (25×25) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin FRF grafiği...	138
A.36 L= 110 mm (25×25) kesitli kater ve Ç-1050 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.....	138
A.37 L= 70 mm (20×20) kesitli kater ve Al-7075 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	139
A.38 L= 70 mm (20×20) kesitli kater ve Al-7075 için TF' nin FRF grafiği...	139
A.39 L= 70 mm (20×20) kesitli kater ve Al-7075 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.....	140
A.40 L= 90 mm (20×20) kesitli kater ve Al-7075 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	140
A.41 L= 90 mm (20×20) kesitli kater ve Al-7075 için TF' nin FRF grafiği...	141
A.42 (20×20) kesitli L= 90 mm kater ve Al-7075 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.....	141

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
A.43 L= 110 mm (20×20) kesitli kater ve Al-7075 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	142
A.44 L= 110 mm (20×20) kesitli kater ve Al-7075 için TF' nin FRF grafiği..	142
A.45 L= 110 mm (20×20) kesitli kater ve Al-7075 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.....	143
B.1 L= 70 mm ve Ç-1010 için (X) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	145
B.2 L= 70 mm ve Ç-1010 için (Y) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	145
B.3 L= 70 mm ve Ç-1010 için (X) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği....	146
B.4 L= 70 mm ve Ç-1010 için (Y) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği....	146
B.5 L= 90 mm ve Ç-1010 için (X) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	147
B.6 L= 90 mm ve Ç-1010 için (Y) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	147
B.7 L= 90 mm ve Ç-1010 için (X) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği....	148
B.8 L= 90 mm ve Ç-1010 için (Y) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği....	148
B.9 L= 70 mm ve Ç-1010 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi..	149
B.10 L= 90 mm ve Ç-1010 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi..	149
B.11 L= 50 mm ve Ç-1050 için (X) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	150
B.12 L= 50 mm ve Ç-1050 için (Y) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	150
B.13 L= 50 mm ve Ç-1050 için (X) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği....	151
B.14 L= 50 mm ve Ç-1050 için (Y) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği....	151
B.15 L= 70 mm ve Ç-1050 için (X) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	152
B.16 L= 70 mm ve Ç-1050 için (Y) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	152
B.17 L= 70 mm ve Ç-1050 için (X) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği....	153

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
B.18 L= 70 mm ve Ç-1050 için (Y) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği....	153
B.19 L= 90 mm ve Ç-1050 için (X) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	154
B.20 L= 90 mm ve Ç-1050 için (Y) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	154
B.21 L= 90 mm ve Ç-1050 için (X) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği....	155
B.22 L= 90 mm ve Ç-1050 için (Y) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği....	155
B.23 L= 50 mm ve Ç-1050 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi..	156
B.24 L= 70 mm ve Ç-1050 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi..	156
B.25 L= 90 mm ve Ç-1050 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi..	157
B.26 L= 50 mm ve Al-7075 için (X) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	157
B.27 L= 50 mm ve Al-7075 için (Y) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	158
B.28 L= 50 mm ve Al-7075 için (X) doğrultusundaki TF'nun FRF grafiği....	158
B.29 L= 50 mm ve Al-7075 için (Y) doğrultusundaki TF'nun FRF grafiği....	159
B.30 L= 70 mm ve Al-7075 için (X) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	159
B.31 L= 70 mm ve Al-7075 için (Y) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.....	160
B.32 L= 70 mm ve Al-7075 için (X) doğrultusundaki TF'nun FRF grafiği....	160
B.33 L= 70 mm ve Al-7075 için (Y) doğrultusundaki TF'nun FRF grafiği....	161
B.34 L=50 mm ve Al-7075 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.	161
B.35 L=70 mm ve Al-7075 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.	162
C.1 L=80 mm (20×20) kesitli uzunluklu kater ve Ç1010 için KD.....	164
C.2 L=90 mm (20×20) kesitli uzunluklu kater ve Ç1010 için KD.....	164
C.3 L=100 mm (20×20) kesitli uzunluklu kater ve Ç1010 için KD.....	165
C.4 L=110 mm (20×20) kesitli uzunluklu kater ve Ç1010 için KD.....	165
C.5 L=70 mm (20×20) kesitli uzunluklu kater ve Ç1050 için KD.....	166

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
C.6 L=80 mm (20×20) kesitli uzunluklu kater ve Ç1050 için KD.....	166
C.7 L=90 mm (20×20) kesitli uzunluklu kater ve Ç1050 için KD.....	167
C.8 L=100 mm (20×20) kesitli uzunluklu kater ve Ç1050 için KD.....	167
C.9 L=110 mm (20×20) kesitli uzunluklu kater ve Ç1050 için KD.....	168
C.10 L=70 mm (25×25) kesitli uzunluklu kater ve Ç1050 için KD.....	168
C.11 L=90 mm (25×25) kesitli uzunluklu kater ve Ç1050 için KD.....	169
C.12 L=110 mm (25×25) kesitli uzunluklu kater ve Ç1050 için KD.....	169
C.13 L=70 mm uzunluklu karbür frezeleme ucu ve Ç1010 için KD.....	170
C.14 L=90 mm uzunluklu karbür frezeleme ucu ve Ç1010 için KD.....	170
C.15 L=50 mm uzunluklu karbür frezeleme ucu ve Ç1050 için KD.....	171
C.16 L=70 mm uzunluklu karbür frezeleme ucu ve Ç1050 için KD.....	171
C.17 L=90 mm uzunluklu karbür frezeleme ucu ve Ç1050 için KD.....	172
C.18 L=70 mm (20×20) kesitli uzunluklu kater ve Al-7075 için KD.....	172
C.19 20×20 kesitli L=90 mm uzunluklu kater ve Al-7075 için KD.....	173
C.20 20×20 kesitli L=110 mm uzunluklu kater ve Al-7075 için KD.....	173
C.21 L=50 mm uzunluklu frezeleme ucu ve Al-7075 için KD.....	174
C.22 L=70 mm uzunluklu frezeleme ucu ve Al-7075 için KD.....	174
D.1 Tornalamada L= 70 mm (20×20) kesitli, n= 90 d/dak için (a) Ç-1010, (b) Ç-1050 için sönümlenmesiz yer değişim grafikleri.....	176
D.2 Tornalamada L= 90 mm (20×20) kesitli, n= 90 d/dak için (a) Ç-1010, (b) Ç-1050 için sönümlenmesiz yer değişim grafikleri.....	176
D.3 Tornalamada L= 110 mm (20×20) kesitli, n= 90 d/dak için (a) Ç-1010, (b) Ç-1050 için sönümlenmesiz yer değişim grafikleri.....	177
D.4 Tornalamada L= 70 mm (20×20) kesitli, n= 710 d/dak için (a) Ç-1010, (b) Ç-1050 için sönümlenmesiz yer değişim grafikleri.....	177
D.5 Tornalamada L= 90 mm (20×20) kesitli, n= 710 d/dak için (a) Ç-1010, (b) Ç-1050 için sönümlenmesiz yer değişim grafikleri.....	178
D.6 Tornalamada L=110 mm (20×20) kesitli, n= 710 d/dak için (a) Ç-1010, (b) Ç-1050 için sönümlenmesiz yer değişim grafikleri.....	178

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
D.7 Tornalamada L= 70 mm (25×25) kesitli, Ç-1050 için (a) n= 90 d/dak, (b) n= 710 d/dak için sönümlemesiz yer değişim grafikleri.....	179
D.8 Tornalamada L= 90 mm (25×25) kesitli, Ç-1050 için (a) n= 90 d/dak, (b) n= 710 d/dak için sönümlemesiz yer değişim grafikleri.....	179
D.9 Tornalamada L= 110 mm (25×25) kesitli, Ç-1050 için (a) n= 90 d/dak, (b) n= 710 d/dak için sönümlemesiz yer değişim grafikleri.....	180
D.10 Frezelemede L= 50 mm, n= 355 d/dak ve Ç-1010 için (a) (X) , (b) (Y) doğrultusunda sönümlemesiz yer değişim grafikleri.....	180
D.11 Frezelemede L= 70 mm, n= 355 d/dak ve Ç-1010 için (a) (X) , (b) (Y) doğrultusunda sönümlemesiz yer değişim grafikleri.....	181
D.12 Frezelemede L= 70 mm, n= 2000 d/dak ve Ç-1010 için (a) (X) , (b) (Y) doğrultusunda sönümlemesiz yer değişim grafikleri.....	181
D.13 Frezelemede L= 90 mm, n= 355 d/dak ve Ç-1010 için (a) (X) , (b) (Y) doğrultusunda sönümlemesiz yer değişim grafikleri.....	182
D.14 Frezelemede L= 90 mm, n= 2000 d/dak ve Ç-1010 için (a) (X) , (b) (Y) doğrultusunda sönümlemesiz yer değişim grafikleri.....	182
D.15 Frezelemede L= 50 mm, n= 355 d/dak ve Al-7075 için (a) (X) , (b) (Y) doğrultusunda sönümlemesiz yer değişim grafikleri.....	183
D.16 Frezelemede L= 70 mm, n= 355 d/dak ve Al-7075 için (a) (X) , (b) (Y) doğrultusunda sönümlemesiz yer değişim grafikleri.....	183
D.17 Frezelemede L= 50 mm, n= 2000 d/dak ve Al-7075 için (a) (X) , (b) (Y) doğrultusunda sönümlemesiz yer değişim grafikleri.....	184
D.18 Frezelemede L= 70 mm, n= 2000 d/dak ve Al-7075 için (a) (X) , (b) (Y) doğrultusunda sönümlemesiz yer değişim grafikleri.....	184

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
7.1	Deneylerde kullanılan cihazların özellikleri..... 78
8.1	Ç-1010 ve (20×20) kesitli kater malzemesi için çekiçleme ve ses testi değerleri..... 89
8.2	Ç-1050 ve (20×20) kesitli kater malzemesi için çekiçleme ve ses testi değerleri..... 89
8.3	Al-7075 ve (20×20) kesitli kater malzemesi için çekiçleme ve ses testi değerleri..... 89
8.4	Ç-1050 ve (25×25) kesitli kater malzemesi için çekiçleme ve ses testi değerleri..... 90
8.5	Ç-1010 ve (20×20) kesitli kater malzemesi için (a_{lim} [mm]) değerleri.. 91
8.6	Ç-1050 ve (20×20) kesitli kater malzemesi için (a_{lim} [mm]) değerleri.. 91
8.7	Ç-1050 ve (25×25) kesitli kater malzemesi için (a_{lim} [mm]) değerleri.. 92
8.8	Al-7075 ve (20×20) kesitli kater malzemesi için (a_{lim} [mm]) değerleri. 92
8.9	Frezelemede Ç-1010 malzemesi için modal ve ses testi değerleri..... 92
8.10	Frezelemede Ç-1050 malzemesi için modal ve ses testi değerleri..... 93
8.11	Frezelemede Al-7075 malzemesi için modal ve ses testi değerleri..... 93
8.12	Frezelemede çelik malzemeleri için (a_{lim} [mm]) değerleri..... 93
8.13	Frezelemede Al-7075 malzemesi için (a_{lim} [mm]) değerleri..... 94
8.14	Tornalamada (20×20) kesitli kater ve Çelikler için (ζ_{sT}) değerleri..... 98
8.15	Tornalamada Ç-1050 ve (25×25) kesitli kater için (ζ_{sT}) değerleri..... 99
8.16	Tornalamada Al-7075 ve (20×20) kesitli kater için (ζ_{sT}) değerleri.... 99
8.17	Frezelemede Ç-1010 için (ζ_{sT}) değerleri..... 99
8.18	Frezelemede Ç-1050 için (ζ_{sT}) değerleri..... 100
8.19	Frezelemede Al-7075 için (ζ_{sT}) değerleri..... 100
8.20	Tornalamada (20×20) kater için (A_x [mm]) değerleri..... 103
8.21	Tornalamada (25×25) kater için (A_x [mm]) değerleri..... 103

ÇİZELGELER DİZİNİ (devam)

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
8.22 Frezelemede Ç-1010 için takım ucunun ($A_{x,y}$ [mm]) değerleri.....	104
8.23 Tornalamada Al-7075 için takım ucunun (A_x [mm]) değerleri.....	107
8.24 Frezelemede Al-7075 için takım ucunun ($A_{x,y}$ [mm]) değerleri.....	107
8.25 Tornalamada ayrıştırılan süreç sönümlenme değerleri.....	109
8.26 Tornalamada DKKK' nın bulunmasındaki parametrelerin değerleri...	110
8.27 Tornalamada süreç sönümlerinin ayrılmasındaki sabitlerin değerleri...	111
8.28 SSM' nin karşılaştırma parametreleri.....	112
8.29 Malzemelerin fiziksel özellikleri.....	113

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklamalar</u>
A_k	Takım ucunun batma alanı (m^2)
A_s	Kesilme düzlemi alanı (m^2)
A_x	Kesici takım ucunun (X) doğrultusundaki amplitüdü (m)
A_y	Kesici takım ucunun (Y) doğrultusundaki amplitüdü (m)
C	Kesilme ve sürtünme açısı arasındaki ilişkinin açısı sabiti ($^{\circ}$)
D	Freze çakısının çapı (m)
E	Kesme enerjisi (Nm)
E_b	Takım batmasından oluşan kesme enerjisi (Nm)
E_{kT}	Takımın toplam kinetik enerjisi (Nm)
E_p	Süreç sönmemesinden oluşan kesme enerjisi (Nm)
F	Bileşke kesme kuvveti (N)
F_f	İlerleme doğrultusundaki kesme kuvveti (N)
F_n	Kesilme düzlemi üzerindeki normal kuvvet (N)
F_r	Radyal kesme kuvveti (N)
F_s	Kesilme kuvveti (N)
F_t	Teğetsel kesme kuvveti (N)
F_u	Takımın talaş yüzeyi üzerindeki sürtünme kuvveti (N)
F_v	Talaş yüzeyi üzerindeki normal kuvvet (N)
G	Kesme sisteminin transfer fonksiyonunun reel kısmı (m/N)
H	Kesme sisteminin transfer fonksiyonunun imajiner kısmı (m/N)
K_f	İlerleme doğrultusundaki kesilme kuvvet sabiti (N/m^2)
K_t	Teğetsel doğrultusundaki kesilme kuvvet sabiti (N/m^2)
L	Kesici takımın bağlanma uzunluğu (m)
L_t	Kesici takımın toplam uzunluğu (m)
N	Freze çakısının kanal sayısı
S	Çevresel alınan yol (m)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklamalar</u>
V	Çizgisel kesme hızı (m/s)
V_c	Talaş akış hızı (m/s)
V_s	Kesilme hızı (m/s)
V_h	Takım ucunun batmasından oluşan batma hacmi (m ³)
V_0	Ortalama kesme hızı (m/s)
a	Kesme derinliği (m)
a_{lim}	Kararlı kesme derinliği (m)
a_{kr}	Kritik kesme derinliği (m)
c	Sönümlleme sabiti (kg/s)
c_p	Takım batmasından oluşan sönümlleme sabiti (kg/s)
c_ϕ	Kesilme açısının değişiminden oluşan sönümlleme sabiti (kg/s)
d	İş parçası çapı (m)
f_c	Takım batma kuvveti (N)
f_{sp}	İş parçasının spesifik kesilme direnci (N/m ³)
h	Kesme genişliği (m)
h_c	Talaş kalınlığı (m)
h_0	Ortalama kesme genişliği (m)
k	Yay sabiti (kg/s ²)
l_s	Kesilme düzlemi uzunluğu (m)
m	Eşdeğer kütle (kg)
n	Mil devri (d/dak)
r	Takım burun radyüsü (m)
r_c	Talaş sıkışma oranı
t	Zaman (s)
u_f	Birim kesilme hacminin sürtünme enerjisi (Nm/m ³)
u_s	Birim kesilme hacminin kesme enerjisi (Nm/m ³)
α	Talaş açısı (°)
α_0	Ortalama talaş açısı (°)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklamalar</u>
β_n	Bileşke kuvvetin düşey eksenle yaptığı açı (°)
β_s	Ortalama sürtünme açısı (°)
γ	Kesici takımın boşluk açısı (°)
δ	Titreşimli takımın sehimi yada dalgalı yüzeyin eğimi (°)
ε	İç ve dış dalgalanmalar arasındaki faz gecikmesi (rad)
ζ	Sönümlleme oranı
ζ_{sb}	Takım batmasından oluşan süreç sönümlleme oranı
ζ_T	Toplam sönümlleme oranı
ζ_{sT}	Toplam süreç sönümlleme oranı
ζ_{sy}	Yapısal sönümlleme oranı
$\zeta_{s\phi}$	Kesilme açısının değişiminden oluşan sönümlleme oranı
η	Eğik kesmede talaş akış açısı (°)
η_v	Dinamik kesme sabiti
λ	Eğik kesmede eğim açısı (°)
λ_s	Statik kesme katsayısı
λ_d, λ_v	Dinamik kesme katsayıları
μ_a	Ortalama sürtünme katsayısı
σ_s	Kesilme düzlemindeki normal gerilme (N/m ²)
τ	İş parçasının periyodu (s)
τ_s	İş parçasının kesilme gerilmesi (N/m ²)
ϕ	Dinamik kesmede kesilme açısı (°)
ϕ_{01}	Talaş açısına bağlı dinamik kesme sabiti
ψ	Kesme sisteminin transfer fonksiyonunun faz gecikmesi (rad)
ω_c	Chatter (Tırlama) frekansı (rad/s)
ω_n	Doğal frekans (Hz)
ω_t	Tırlama frekansı (Hz)
Φ	Kesme sisteminin transfer fonksiyonu (m/N)
ϕ	Kesilme açısı (°)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklamalar</u>
ϕ_{ex}	Frezeleme çakısının iş parçasından kesmeden çıkış açısı (°)
ϕ_{st}	Frezeleme çakısının iş parçasına kesmeye giriş açısı (°)
Λ	Frezeleme sisteminin karakteristik denkleminin özdeğer kökü (m/N)
Λ_I	Karakteristik denklemin özdeğer kökünün imajiner kısmı (m/N)
Λ_R	Karakteristik denklemin özdeğer kökünün reel kısmı (m/N)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklamalar</u>
BSD	Bir Serbestlik Dereceli
DKKK	Dinamik Kesme Kuvveti Katsayıları
DKM	Dinamik Kesme Modeli
FRF	Frekans Cevap Fonksiyonu (Frequency Response Function)
İSD	İki Serbestlik Dereceli
KD	Kararlılık Diyagramı (Stability Lobes Diagram)
MEP	Minimum Enerji Prensibi
MKG	Maksimum Kesilme Gerilmesi
SSM	Süreç Sönümlenme Modeli
TF	Transfer Fonksiyonu
YTF	Yönlendirilmiş Transfer Fonksiyonu

1. GİRİŞ

Günümüz teknolojisinde giderek artan rekabet şartları, takım tezgahlarında yüksek işleme hızları ve parça yüzeyinden bir defada daha fazla talaş kaldırmayı gerektirmektedir. Bu gereksinim, takım tezgahlarında parça işleme hassasiyeti, titreşim, yüksek işleme kuvvetleri ve aşınma gibi birçok problemlere sebep olmaktadır. Bir takım tezgahının kusursuz işleme yeteneğine sahip olması için, titreşimi oluşturan tüm sebeplerin ortadan kaldırılması gerekir. Ancak bu durum her zaman tam olarak başarılamaz ve tezgahta küçük miktarda bir kararsızlık kalabilir. İstenen yüzey kalitesinin elde edilebilmesi için titreşimlerin belirlenmiş kabul edilebilir bir aralıkta olması gerekir. Takım tezgahlarındaki titreşimin kaynakları, tezgah uzuvlarının üretiminden takım tezgahının kullanıma ve tezgahlarda kesme işleminin yapılmasına kadar birçok etkene dayanır. Kesme sırasında takım ile iş parçası arasında oluşan titreşim ise tırlama titreşimidir. Tırlama, takım tezgahı ve iş parçası yapıları ile kesme dinamiğinin etkileşiminden kaynaklanan kendi kendini besleyen bir titreşim türüdür (Tobias, 1965; Tlustý, 2000; Taşkesen ve Ercan, 2003). Takım tezgahı-iş parçası sisteminin yapısal modlarından biri başlangıç olarak kesme kuvvetleri tarafından tahrik edilir. Böylece kesici takım ucu, işlenen iş parçasının kesilen yüzeyinde ve bir önceki periyodunda dalgalı bir yüzey oluşturmaktadır. Tamamlanmış iki dalgalanma arasındaki faz gecikmesine bağlı olarak maksimum talaş kalınlığı da, kesici takım ucunun bir tırlama frekansıyla salınımı sırasında üssel olarak gelişir. Bu tırlama frekansı, kesme sistemindeki baskın olan bir yapısal moda yakındır ancak eşit değildir. Gelişen bu titreşimler, iş parçasında kötü yüzey kalitesi, kesici takım aşınmaları ve kırılmalarına, kötü ölçü hassasiyetine ve uzun zamanda da takım tezgahının zarar görmesine neden olur. Tırlama, ortaya çıkan bu titreşimler tarafından oluşturulan ses ve kesilen iş parçası yüzeyindeki dalgalanma izleriyle kolayca fark edilebilir.

Tırlama titreşimlerinin modellenmesi ve analizi için 1960' lı yıllardan günümüze kadar birçok araştırmacı tarafından değişik teknikler verilmiştir. Ancak, talaş kaldırma sırasında kesme dinamiklerinin tam olarak anlaşılabilmesi, dinamik kesmede dinamik kesme kuvvetinin lineer olmayan etkenler içermesi gibi durumlar tırlama titreşimlerinin

tam olarak modellenmesini ve analizini güçleştirmektedir. Bu lineer olmayan etkenler, süreç sönümlenmesi, ilerleme oranı, kesme derinliği ve kesme hızının değişimine bağlı etkenlerdir. Bunlardan en önemlisi süreç sönümlenmesidir. Süreç sönümlenmesi, daha çok kesici takım ucunun işlenen dalgalı yüzeye batmasından kaynaklanır ve işlenen iş parçasının malzemesine bağlı olarak lineer olmayan bir batma kuvveti oluşur.

Yapılan bu tez çalışmasıyla, tırlama titreşimiyle salınım yapan kesici takım ucunun salınımından kaynaklanan kesilme açısının değişimi ve kesici takım ucunun dalgalı yüzeye batması hesaba katılarak bir matematiksel model geliştirilmiştir. Kesici takım ucunun salınımından ve dalgalı yüzeye batmasından dolayı oluşan süreç sönümlenmesinin nasıl değiştiği ve ne kadar olduğu yeni ve daha karmaşık olarak geliştirilen bu matematiksel model ile verilmiştir. Matematiksel modelleme ile bulunan sonuçlar deneysel olarak da doğrulanmıştır. Kesme sisteminin yapısal modal parametrelerine bağlı olarak geleneksel analitik tekniklerle çizdirilen kararlılık diyagramları (KD) ile deneysel olarak çizdirilen KD' ler arasındaki farktan süreç sönümlenmeleri elde edilmiştir. Yani, değişik düşük ve orta kesme hızlarında çalışıldığında kararlı kesme derinliklerinin, analitik teknik ile yapılan kararlılık analiziyle bulunan kararlı kesme derinliklerinden daha yüksek oldukları görülmüştür. Bu kararlı kesme derinlikleri arasındaki fark dolayısıyla da sistemin aslında kesme sırasında toplam sönümlenmesinin artmış olduğu saptanmıştır. Kesme sisteminin toplam sönümlenmesinin ne kadar olduğu ise dik kesmede regenerative tırlama titreşimlerinin kararlılığının araştırılmasında kullanılan geleneksel analitik teknik tersten uygulanarak bulunmuştur. Geliştirilen matematiksel modelleme ile toplam süreç sönülmesi ve bu toplam süreç sönümlenmesinin de ne kadarının kesilme açısının değişiminden ve ne kadarının da batma kuvvetinden dolayı meydana geldiği bulunmuştur. Bu tez çalışmasında, literatürde olmayan tamamen özgün bir yöntem geliştirilmiştir. Matematiksel modellemede kesme sisteminin dinamik denklemleri sistemin toplam sönümlenmeleriyle yazılıp kararlılık analizi yapılarak KD' leri çizdirilmiştir. Bulunan sonuçlar ile daha gerçekçi KD' nin ortaya çıktığı görülmüştür. Yeni oluşturulan süreç sönümlenme modeli, tornalama ve frezeleme operasyonları için ayrı ayrı uygulanmıştır.

Ayrıca süreç sönümlemesinin nasıl ve hangi etkenlere bağlı olarak değiştiği yani süreç sönümlemesinin bağımlılığı araştırılmıştır.

Bu tez çalışmasının ikinci bölümünde tırlama titreşimleri ve süreç sönümlemesi konularında şimdiye kadar yapılan çalışmalar incelenmiştir. Üçüncü bölümde ise, tornalama ve frezeleme için tırlama titreşimleri hakkında bilgiler verilerek, tırlama titreşiminin analitiksel kararlılık analizlerinin nasıl yapıldığı anlatılmıştır. Kesme sisteminin temel dinamik modelinin kurulması ve bu modelin tornalama ile frezeleme operasyonları için uygulaması dördüncü bölümde verilmiştir. Bu bölümde ayrıca kesme sistemi toplam sönümlemesinin, kesilme açısı ve batma kuvveti değişimine bağlı olarak nasıl değiştiği anlatılmıştır. Beşinci bölümde de kesme sistemi toplam süreç sönümlemesinin, ne kadar değişeceği anlatılıp toplam süreç sönümlemesine göre dinamik denklemlerin nasıl yazılacağı verilmiştir. Altıncı bölümde ise, beşinci bölümde elde edilen toplam süreç sönümleme değerlerinin kesilme açısının değişiminden ve batma kuvvetinin etkisinden kaynaklanan oranlarının nasıl hesaplanacağı verilmiştir. Yedinci bölümde, manuel TOS torna ile manuel dik başlı TOS frezeleme tezgahlarında, gerekli modal analiz ve kesme testlerinin nasıl yapıldıkları anlatılmıştır. Sekizinci bölümde, modal ve kesme testleriyle kesme sistemleri için yapısal parametreler, kritik kesme derinlikleri ve tırlama frekansları tespit edilmiştir. Tespit edilen deney sonuçları da geliştirilen modele uygulanarak süreç sönümleme oranları hesaplanmıştır. Bu bölümde ayrıca süreç sönümleme oranlarının, hangi etkenlere bağlı olarak değiştikleri de incelenmiştir. Dokuzuncu bölümde ise, bu tez çalışmasının sonuçları ve sonraki çalışmalar için bazı öneriler verilmiştir.

2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Tırlama titreşimlerinin analizi konusunda şimdiye kadar yapılan çalışmalardan kendi kendini besleyen bu titreşimin, mod çiftleşmesiyle ya da talaş kalınlığının tekrarlı üretiminden oluştuğu anlaşılmaktadır. Mod çiftleşmesi tırlaması, kesme düzleminde iki doğrultuda titreşim olduğunda meydana gelir. Talaş kalınlığının tekrarlı üretiminden oluşan tırlama ise, titreşen takım tarafından kesme sırasında ve bir önceki periyotta bırakılan dalgalanmalar arasındaki faz farkından meydana gelir. Bu durum, birçok talaş kaldırma işleminde mod çiftleşmesinden daha önce oluşur (Altintas, 2000; Tlusty, 2000, Mei, 2005). Tırlama titreşimi analizi, lineer ve lineer olmayan kuvvet modelleri kullanarak yapılmaktadır. Tüm analiz teknikleri, dinamik kuvvetlerin ve takım-iş parçası yapısının modellenmesiyle başlar. İşleme operasyonu bir kapalı-çevrim formunda ele alınır. Tırlama titreşiminin önlenmesi için kritik hız ve kesme derinliklerinin belirlenmesinde sistemin karakteristik denkleminin çözümlerinden KD' ler çizdirilir. KD' lerin çizdirilmesi için kullanılan bu tekniklerin birbirine göre avantaj ve dezavantajları vardır (Kim, et al., 2003). KD' nin gerçekçi bir biçimde çizdirilmesinde en önemli etken, kesme mekaniklerinin ve titreşim sırasında oluşan kesme dinamiklerinin iyi incelenmesidir. Kesme mekanikleri, dik ve eğik kesme mekanikleri olarak sınıflandırılır. Eğik kesme mekaniklerinin araştırılması ve parametrelerinin çözümünde birçok araştırmacı değişik modeller ortaya koymuşlardır (Krystof, 1939; Lee and Shaffer, 1951; Stabler, 1964; Armegero, 1985; Shamoto and Altintas, 1997). Genelde üç boyutlu ve geometriksel olarak karmaşık kesme operasyonları olmasına rağmen, talaş kaldırmanın genel mekaniklerinin açıklanması için iki boyutlu dik kesmenin basitleştirilmiş hali kullanılır. Dik kesmede kesme kenarı tarafından kaldırılan talaş, bağıl takım-iş parçası hareketinin doğrultusuna diktir. Daha karmaşık üç boyutlu eğik kesme operasyonlarının mekanikleri, genellikle dik kesme sürecine uygulanan geometrik ve kinematik dönüşüm modelleriyle işleme alınır.

Tırlama titreşimindeki ilk modelleme ve analiz çalışmaları 1960' lı yıllarda başlamıştır. Bu çalışmalar, Tlusty, Polacek, Tobias ve Merrit gibi araştırmacılar tarafından başlatılmıştır (Tlusty and Polacek, 1963; Tobias; Merrit, 1965). Sistem

kararlılığının belirlenmesinde KD' lerin oluşturulması, kesme sisteminin karakteristik denkleminin harmonik çözümlerinden üretilmiştir (Landers and Ulsoy, 1996). KD' nin çizdirilmesinde bir çok araştırmacı Nyquist tekniğini kullanmıştır (Sridhar et al., 1968; Minis et al., 1990a and 1990b; Lee and Liu, 1991b; Minis and Yanushevsky, 1993). KD' nin çizdirilmesinde kullanılan bir diğer teknik ise zaman domenli simülasyondur (Tlusty and Ismail, 1981 and 1983; Tlusty, 1986; Lee and Liu, 1991a; Elbestawi et al., 1994; Tarn et al., 1994). Son zamanlarda geliştirilen bir analitiksel teknik ise Altintas ve Budak tarafından verilmiştir (Altintas and Budak, 1995; Budak and Altintas, 1995a and 1995b).

Sonraki yıllarda da tırlamanın olumsuz etkilerinden sakınmak yani kararlı kesme derinlikleri ile mil hızlarının seçiminin yapılabilmesi için lineer ve nonlineer analiz ve kontrol teknikleri geliştirilmiştir. Bu teknikler, tornalama ile frezeleme operasyonlarında dik ve eğik kesme mekaniklerine uygulanmıştır (Landers and Ulsoy, 1996; Nosyreva and Molinari, 1997; Ismail and Ziaei, 2002; Lagö et al., 2002; Dohner et al., 2003). Tırlamadaki çoğu tahrik teorileri ve analizleri, tezgah yapısının lineer olarak titreşen bir sistem olarak kabulü ve kesme kuvveti üzerindeki titreşimin lineer etkisi üzerine temellendirilmiştir (Olgac and Hosek, 1998; Litak, 2001). Halbuki, tırlama başladığında sınırsız bir şekilde gelişmez ve titreşim sonlu bir genlikte kararlı duruma gelir. Bu bakımdan dinamik kesme sürecinde lineer olmayan bir durum vardır. Titreşim yeterli bir titreşim genliğine ulaştığında takımın kesici ucu, titreşim periyodunun bir kısmı için kesme dışına çıkar (Tlusty and Ismail, 1981; Minis et al., 1990b; Xiao et al., 2002).

Görüldüğü gibi, tırlama titreşiminin kontrol edilmesi için günümüze kadar birçok araştırmacı çeşitli modellemelerle analiz ve kontrol teknikleri ortaya koymuştur. Ancak kesme mekaniğinin ve dik kesmenin dinamik davranışının şimdiye kadar iyi bir şekilde ortaya konamamasından dolayı talaş kaldırma dinamiğini tam olarak ifade edebilen karışık bir model hala mevcut değildir (Taşkesen ve Ercan, 2003). Kesme mekanikleri, 1940' lı yıllardan itibaren günümüze kadar birçok araştırmacı tarafından incelenmiştir

(Merchant, 1945; Lee and Shaffer, 1951; Palmer and Oxley, 1963; Boothroyd, 1963; Lin and Oxley, 1972; Chiffre, 1977; Oxley, 1989). Kesme dinamiklerinin araştırılmasında ise, kesme sırasında tırlamadan dolayı titreşen kesici takım sisteminin yer değişimine ve talaş yüküne bağlı olarak kesme kuvvetlerinin nasıl değiştikleri incelenmiştir. Dalgalı bir yüzeyde kesme sırasında takım ucunun kesme yüzeyine batmasından kaynaklanan kuvvet değişimleri ve saplanma kuvvetinin oluşumu da Wallace, Tlusty ve Lee gibi araştırmacılar tarafından incelenmiştir (Wallace and Andrew, 1965 and 1966; Tlusty, 1978; Lee et al., 1995). Ayrıca bazı araştırmacılar tarafından da titreşim hareketi yapan takım ucunun, salınımından kaynaklanan kesilme açısının değişimine bağlı olarak kesme kuvvetlerinin değişimi incelenmiştir (Knight, 1969; Tlusty et al., 1976; Nigm et al., 1977; Srinivasan and Nachtigal, 1978). Dinamik kesme kuvvetlerinin daha ayrıntılı olarak modellenmesi ve bunların tırlama titreşimindeki etkileri, birçok araştırmacı tarafından değişik teknikler kullanılarak incelenmiş ve dinamik kesme katsayıları diye adlandırılan katsayılar elde edilmiştir (Wu and Liu, 1985a and 1985b; Wu, 1988; Kim and Lee, 1991; Jemielniak, 1992; Xiao et al., 2002). Bu katsayılar yardımıyla teoriksel olarak bir ve iki serbestlik dereceli kesme modelleri kurulmuş ve modellemeyle elde edilen sonuçlar deneysel olarak da incelenmiştir. Yapılan teorik ve deneysel çalışmalardan kesme sırasında oluşan tırlama titreşiminde düşük ve orta kesme hızlarında takımın dalgalı yüzeye batmasından dolayı bir süreç sönümlenmesinin meydana geldiği görülmüştür. Ancak, bu sönümlenmenin büyüklüğü ve kararlılığa etkileri tam olarak araştırılmamıştır.

Kesme süreç sönümlenme kuvveti, dinamik kesme sırasında kesici takımın kesme kenarı ve işlenmiş dalgalı yüzey arasındaki bir ara yüzeyde meydana gelir (Tlusty, 2000). Süreç sönümlenme kuvvetinin neden ve nasıl üretildiğinin bilinmesine karşılık lineer olmayan bu kuvvetin modellenmesi hala zordur ve temel yönlerinin tam olarak bilinmemesi sebebiyle de bu konu tam olarak anlaşılammıştır (Lee et al., 1995). Süreç sönümlenme kuvvetini içeren tırlama titreşimi için bir sayısal simülasyon, Jemielniak ve Widota tarafından verilmiştir (Jemielniak and Widota, 1989). Bu simülasyon modelinde, temel olarak iki kabul benimsenmiştir. Bu kabullerden biri, süreç sönümlenme kuvvetinin kesici takım ucunun boşluk açısı ile ters orantılı olduğu diğeri

ise, dinamik kesme sırasında bu boşluk açısının daima pozitif bir değere sahip olduğu şeklindedir. Gerçekte, boşluk açısının daima pozitif bir değere sahip olduğunu destekleyen deneysel bir sonuç bulunmamıştır. Hatta, boşluk açısının tırlama titreşimi süreç sönümlenme modelinde negatif değerler de alabileceği gösterilmiştir (Young and Tarn, 1993). Bu araştırmalara rağmen, boşluk açısı ve proses sönümlenme kuvveti arasında ilişkiyi tanımlamak için tam olarak anlaşılabilir bir matematiksel model geliştirilememiştir. Ayrıca, Lee ve arkadaşlarına göre de proses sönümlenme kuvvetinin boşluk açısı ile ters orantılı olması kabulü aşırı bir basitleştirme değildir (Lee et al., 1995). Bununla birlikte, Lin ve arkadaşları tarafından tırlamadaki regenerasyon etkisinden hareketle, çalışma şartları sırasında oluşan tırlama frekans datasından faydalanarak süreç sönümlenmesinin ne kadar olabileceği tahmin edilmeye çalışılmıştır. Bu amaç için işleme sisteminin matematiksel modellenmesinde dinamik veri sistemi yaklaşımı ortaya koyulmuştur (Lin et al., 1990). Clancy ve Shin tarafından da yüzey tornalama operasyonunda, kesici takım ucunun aşınmasını hesaba katarak üç boyutlu kesmede frekans domenli bir model oluşturulup süreç sönümlenme modeli ortaya koyulmuş ancak süreç sönümlenmesinin yapısal sönümlenmeye etkisi araştırılmamıştır (Clancy, and Shin, 2002). Süreç sönümlenme konusunda bir diğer çalışma da Dilley ve arkadaşları tarafından hız bağımlı bir kuvvet modeli, frezelemede delik işleme operasyonu için türetilerek frekans domenli bir çalışma yapılmıştır (Dilley et al., 2005). Bu çalışmada da KD' lerdeki kararlı kesme derinliklerinin arttığı görülmüş ancak süreç sönümlenme değerleri elde edilmemiştir.

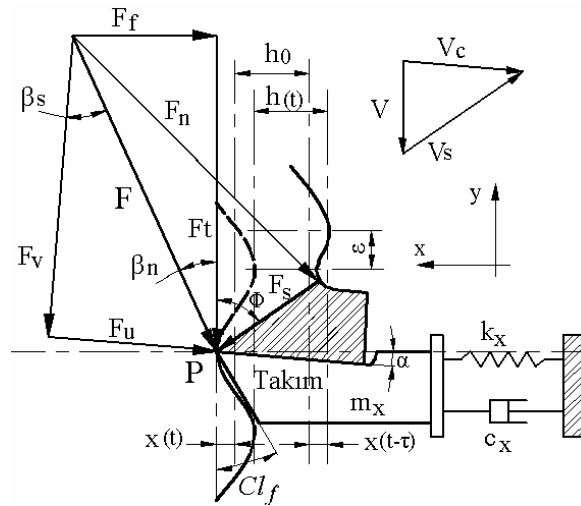
3. TAKIM TEZGAHLARINDA TIRLAMA TİTREŞİMİ

Mekanik titreşimler, serbest, zorlanmış ve kendiliğinden oluşan titreşimler olarak üç önemli sınıfa ayrılmaktadır. Takım tezgahlarında kesme sırasında oluşan titreşim türü kendiliğinden oluşan titreşimdir. Bu titreşim, sistemdeki kapalı bir çevrim ilişkisini sağlayan mekanizma yapısı vasıtasıyla gelişir. Bu mekanizma, sürekli periyodik olmayan bir dış enerji kaynağının ve titreşimi sürdüren sistemin, titreşimi nedeniyle periyodik bir kuvvet üretiminin modülasyonu biçimindedir. Bu yüzden kendiliğinden oluşan titreşim diye adlandırılır (Tlusty, 2000; Seto, 1998). Takım tezgahı-iş parçası sisteminin yapısal modlarından biri, başlangıç olarak kesme kuvvetleri tarafından tahrik edilir. Bu titreşimin, mod çiftleşmesi ve dalgaların regenerasyonu biçiminde iki ana kaynağı vardır. Tırlamanın başlaması, kendiliğinden doğan titreşim frekansı ile tezgah kesme sisteminin veya takım tutucunun doğal frekansının yakın olmasından oluşur. Bu titreşim sonucunda; iş parçalarında boyutsal tamlıkta azalma, kalitesiz yüzey işleme, kesici takım aşınmaları ve kırılmaları, takım tezgahının zarar görmesi gibi üretimi sınırlayan etkenler ortaya çıkar (Tlusty, 2000). Takım tezgahlarında tırlamasız kesme için, kararlı kesme derinlikleri ile mil hızlarının seçiminin yapılabilmesini sağlayan tahrik teorileri ve analizleri, genellikle kesme sisteminin lineer olarak titreşen bir sistem ve kesme kuvvetinin de lineer olduğu kabulleri üzerine temellendirilmiştir. Bu tez çalışmasında da takım tezgahlarında tırlama titreşimi, lineer ve analitik analiz olarak tornalama ve frezeleme operasyonları için verilmiştir.

3.1. Tornalamada Tırlama Titreşimlerinin Analitik Hesabı

Tırlama titreşiminin analizi, kararlı kesmenin hangi mil hızları ve kesme derinliklerinde oluşacağını hesaplanıp KD' nin çizdirilmesi için yapılır. Burada lineer analiz tekniğinin tornalama operasyonuna analitik olarak uygulanması kısaca anlatılmıştır (Tlusty, 2000; Altintas, 2000). Kesme yapan takımın, ilerleme doğrultusunda kesme yaptığı kabul edilirse, titreşime ilerleme kuvveti (F_f) neden

olmaktadır. Bu konunun basit biçimde anlatılması için Şekil 3.1’ de bir serbestlik dereceli dik kesme tornalama operasyonu örnek olarak verilmiştir. Bu sistemin titreşim hareketi, ilerleme doğrultusundaki kütle (m_x), yay (k_x) ve sönümlenme (c_x) elemanlarıyla modellenmiştir.



Şekil 3.1. Bir serbestlik dereceli bir tornalama prosesi için dik kesmede tırlama titreşimi.

Şekil 3.1’ deki kesme sisteminin hareket denklemini;

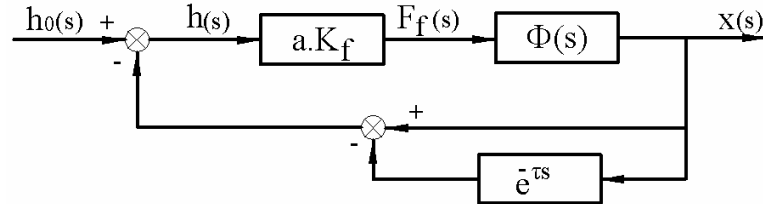
$$m_x \ddot{x}(t) + c_x \dot{x}(t) + k_x x(t) = F_f(t) \quad (3.1)$$

şeklinde yazılır. Burada,

$$F_f(t) = K_f a h(t) = K_f a [h_0 + x(t - \tau) - x(t)] \quad (3.2)$$

biçiminde açık bir formda verilir. Burada (3.2) denklemindeki $h(t)$, genel dinamik talaş kalınlığı, h_0 , takım tezgahına verilen ortalama talaş kalınlığıdır ve ilerleme oranına eşittir. $[x(t) - x(t - \tau)]$ ise, iş parçasının kesme sırasındaki ve bir önceki periyotlarındaki titreşimlerden meydana gelen dinamik talaş kalınlığıdır. Tırlama

titreşimi sistemi, Şekil 3.2' de verilen talaş kalınlığına göre çizilen kapalı çevrim blok diyagramı ile temsil edilebilir.



Şekil 3.2. Talaş kalınlığı blok diyagramı.

Şekil 3.2' de görülmekte olan dinamik kesme prosesinin parametreleri Laplace domeninde yazılmıştır. Sistemin kararlılığının araştırılması için (3.1) ve (3.2) denklemleri, Laplace domeninde yazılırsa;

$$m_x s^2 x(s) + c_x s x(s) + k_x x(s) = F_f(s) \quad (3.3)$$

$$F_f(s) = K_f a h(s) = K_f a [h_0(s) + (e^{-s\tau} - 1)x(s)] \quad (3.4)$$

Şekil 3.2' den de $x(s)$ terimi aşağıdaki gibi yazılır,

$$x(s) = F_f(s) \Phi(s) = K_f a h(s) \Phi(s) \quad (3.5)$$

burada $\Phi(s)$, bir serbestlik dereceli iş parçası yapısının transfer fonksiyonudur ve şu şekilde ifade edilir;

$$\Phi(s) = \frac{x(s)}{F_f(s)} = \frac{\omega_{nx}^2}{k_x (s^2 + 2\zeta_x \omega_{nx} s + \omega_{nx}^2)} \quad (3.6)$$

Burada; ω_{nx} ve ζ_x , sırasıyla, sistemin ilerleme doğrultusundaki doğal frekansı ve sönümlenme oranlarıdır. Böylece, (3.6) denkleminin (3.5) denkleminde yerine

yazılmasıyla dinamik ve referans talaş yükleri arasındaki transfer fonksiyonu da aşağıdaki gibi yazılır;

$$\frac{h(s)}{h_0(s)} = \frac{1}{1 + (1 - e^{-s\tau})K_f a \Phi(s)} \quad (3.7)$$

bu denklemin paydası, sistemin kapalı çevrim transfer fonksiyonunun karakteristik denklemdir. Kararlılık, karakteristik denklemin kökleriyle belirlenir. Kararlılık analizi için karakteristik denklem ($s = j\omega_c$) biçiminde yazıldığında ve sifıra eşitlendiğinde;

$$1 + (1 - e^{-j\omega_c\tau})K_f a_{lim} \Phi(j\omega_c) = 0 \quad (3.8)$$

haline gelir. Burada; ω_c , τ ve a_{lim} sırasıyla, tırlama frekansı, mil periyodu ve tırlama titreşimsiz işleme için maksimum kesme derinliğidir. Transfer fonksiyonu, ($\Phi(j\omega_c) = G + jH$) şeklinde reel ve imajiner kısımlara ayrılırsa ve karakteristik denklem reel ve kompleks kısımlar biçiminde tekrar düzenlenirse;

$$\{1 + K_f a_{lim} [G(1 - \cos \omega_c \tau) - H \sin \omega_c \tau]\} + j\{K_f a_{lim} [G \sin \omega_c \tau + H(1 - \cos \omega_c \tau)]\} = 0 \quad (3.9)$$

şeklinde yazılır. Kararlı kesme derinliğinin (a_{lim}), reel olması gerektiğinden (3.9) denkleminin imajiner kısmı sifıra eşitlenir,

$$G \sin \omega_c \tau + H(1 - \cos \omega_c \tau) = 0 \quad (3.10)$$

buradan, sistemin transfer fonksiyonunun faz gecikmesi, aşağıdaki gibi türetilir;

$$\tan \psi = \frac{H(\omega_c)}{G(\omega_c)} = \frac{\sin \omega_c \tau}{\cos \omega_c \tau - 1} \quad (3.11)$$

İş parçasının yüzeyinde bırakılan titreşim dalgalarının sayısı da şu şekilde ifade edilir;

$$f_c \tau = \frac{f_c}{n} = k + \frac{\varepsilon}{2\pi} \quad (3.12)$$

Burada; $f_c = \frac{\omega_c}{2\pi}$ [Hz.], tırlama titreşim frekansı, τ [s], iş parçasının bir periyodu, n [dev/s], iş parçasının devir sayısı, k , iş parçasının bir devrinde çevresinde oluşan tam dalga sayısı, $\frac{\varepsilon}{2\pi}$, iş parçasının bir devrinde çevresinde oluşan kesirsel dalga sayısıdır ve $\varepsilon = 3\pi + 2\psi$ ise, iç ve dış dalgalanmalar arasındaki faz gecikmesidir. Böylece (3.12) denkleminde mil periyodu (τ [s])'a göre mil hızı (n [dev/d]) şu şekilde bulunur;

$$\tau = \frac{2k\pi + \varepsilon}{2\pi f_c} \quad \rightarrow \quad n = \frac{60}{\tau} \quad (3.13)$$

kritik kesme derinliğini bulabilmek için (3.9) denkleminin reel kısmı sıfıra eşitlenir,

$$1 + K_f a_{lim} [G(1 - \cos \omega_c \tau) - H \sin \omega_c \tau] = 0 \quad (3.14)$$

buradan,

$$a_{lim} = \frac{-1}{K_f G [(1 - \cos \omega_c \tau) - (H/G) \sin \omega_c \tau]} \quad (3.15)$$

şeklinde bulunur. Burada (H/G) yerine (3.11) denklemindeki ifade koyulursa;

$$a_{lim} = \frac{-1}{2K_f G(\omega_c)} \quad (3.16)$$

ifadesiyle kararlı kesme derinlikleri bulunur.

3.2. Frezelemede Tırlama Titreşimlerinin Analitik Hesabı

Frezeleme operasyonlarında tırlamanın analizi için literatürde birçok araştırmacı tarafından lineer ve lineer olmayan analiz teknikleri ortaya koyulmuştur (Minis and Yanushevsky, 1993; Insperger and Stepan, 2000; Davies et al., 2002; Balachandran, 2001). Tornalama operasyonuna göre frezelemede analitiksel bir model kurulması daha karmaşıktır. Kesici takımın bir kesici ucunun tahriki, kesici sistemin parametrik bir tahrikiyle sonuçlanır. Sistem için geliştirilen hareket denklemi, zaman periyotlu bir gecikmeli-diferansiyel denklemdir (Insperger et al, 2003). Böyle sistemler, gecikmeli-diferansiyel denklemlerin Floquet teorisine uygulanmasıyla araştırılır (Halanay, 1961; Hale and Lunel, 1993; Farkas, 1994). Dönel kesme kuvveti ile talaş kalınlığı doğrultuları ve aralıklı kesme periyotları, frezeleme operasyonlarına dik kesme tırlama teorisinin uygulanmasını güçleştirir. Burada anlatılan analitiksel tırlama tahmini modeli (Altintas and Budak, 1995 and 1998) tarafından ortaya konmuştur. Bu yöntem frezeleme operasyonlarında kararlı kesme derinliklerinin ve mil hızlarının seçimi için takım tezgahı kullanıcılarına pratiksel bir yol gösterimi sağlar.

3.3. Dinamik Frezeleme Modeli

Freze çakıları, Şekil 3.3' de görüldüğü gibi iki serbestlik derecesine sahip olarak göz önüne alınır. Freze çakısının (N) adet kesici ağza ve sıfır helis açısına sahip olduğu kabul edilir. Kesme kuvvetleri ilerleme (X) ve normal (Y) doğrultularında kesici takımı tahrik eder ve bu yönlerde (x) ve (y) yer değişimlerine sebep olur. Dinamik yer değiştirmeler, radyal veya talaş kalınlığı doğrultusundaki j dönel kesici ucuna $v_j = -x \sin \phi_j - y \cos \phi_j$ biçiminde taşınır. Burada ϕ_j , normal (Y) ekseninden saat yönünde ölçülen j dişinin ani açısal dalmasıdır. Eğer mil $\Omega(rad/s)$ ' lik açısal hızla dönerse, dalma açısı zaman ile $\phi_j(t) = \Omega t$ şeklinde değişir. Statik kısmın ($s_i \sin \phi_j$) talaş kalınlığı ve takımın şu andaki ve bir önceki diş periyotlarındaki

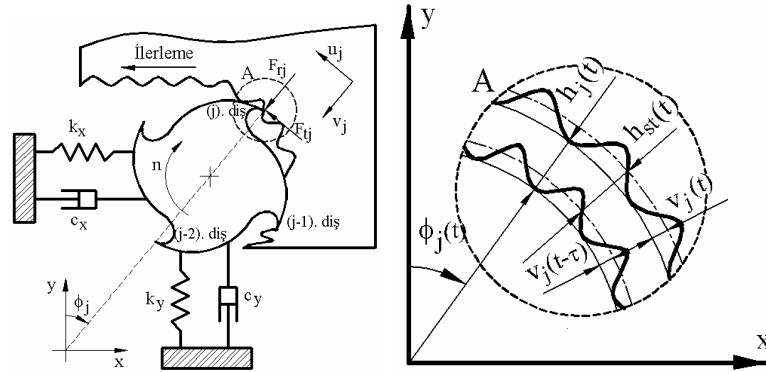
titreşimler sonucu oluşan bir dinamik bileşen, kesicinin rijit gövde hareketine neden olur. Radyal doğrultuda ölçülen talaş kalınlığı, (v_j) ' ye göre şu şekilde hesaplanır;

$$h(\phi_j) = [s_t \sin \phi_j + (v_{j,0} - v_j)]g(\phi_j) \quad (3.17)$$

burada s_t , her bir dişin ilerleme oranıdır ve $(v_{j,0}, v_j)$ ise sırasıyla, bir önceki ve şu andaki diş periyotlarındaki kesicinin dinamik yer değişimidir. Yukarıdaki (3.17) denkleminde $g(\phi_j)$ fonksiyonu, kesme sırasında dişin kesme yapıp yapmadığını belirleyen fonksiyondur;

$$\begin{aligned} g(\phi_j) = 1 & \rightarrow \phi_{st} < \phi_j < \phi_{ex} \\ g(\phi_j) = 0 & \rightarrow \phi_j < \phi_{st} \text{ yada } \phi_j > \phi_{ex} \end{aligned} \quad (3.18)$$

burada ϕ_{st} ve ϕ_{ex} sırasıyla, kesicinin başlama ve çıkış dalma açılarıdır.



Şekil 3.3. İki serbestlik dereceli frezeleme sisteminin dinamik modellenmesi.

Şekil 3.3' e göre (3.17) denklemi açık bir biçimde yazılırsa;

$$\begin{aligned} h(\phi_j) = s_t \sin \phi_j(t) - [-x(t) \sin \phi_j(t) - y(t) \cos \phi_j(t)] \\ + [-x(t-\tau) \sin \phi_j(t) - y(t-\tau) \cos \phi_j(t)] \end{aligned} \quad (3.19)$$

buradaki talaş kalınlığının statik bileşeni $(s_t \sin \phi_j)$, dinamik talaş yükü regenerasyon mekanizmasına bir katkıda bulunmadığından ifadeden çıkartıldığında (3.19) denklemi;

$$h(\phi_j) = [\Delta x \sin \phi_j + \Delta y \cos \phi_j] g(\phi_j) \quad (3.20)$$

biçiminde yazılır. Burada, $\Delta x = x - x_0$ ve $\Delta y = y - y_0$ ' dir. Buradaki (x, y) ve (x_0, y_0) ' lar ise sırasıyla, şu anki ve bir önceki diş periyotlarındaki kesici yapısının dinamik yer değiştirmelerini ifade eder. Şekil 3.3' deki j dişi üzerine etkiyen teğetsel (F_{tj}) ve radyal (F_{rj}) kesme kuvvetleri, aksenal kesme derinliği (a) ve talaş kalınlığı (h) 'a orantılıdır;

$$F_{tj} = K_t a h(\phi_j) \quad ; \quad F_{rj} = K_r F_{tj} \quad (3.21)$$

burada kesme katsayıları olan K_t ve K_r , sabittirler. Böylece, (x) ve (y) doğrultularındaki kesme kuvvetleri;

$$\begin{aligned} F_{xj} &= -F_{tj} \cos \phi_j - F_{rj} \sin \phi_j \\ F_{yj} &= F_{tj} \sin \phi_j - F_{rj} \cos \phi_j \end{aligned} \quad (3.22)$$

şeklindedir. Buradan, tüm dişler tarafından neden olunan kesme kuvvetleri toplanırsa kesici üzerine etki eden toplam frezeleme kuvvetleri;

$$F_x = \sum_{j=0}^{N-1} F_{xj}(\phi_j) \quad F_y = \sum_{j=0}^{N-1} F_{yj}(\phi_j) \quad (3.23)$$

burada $\phi_j = \phi + j\phi_p$ ve kesici uç açısı $\phi_p = 2\pi/N$ ' dir. Buradan, (3.20) denklemindeki talaş kalınlığı ve (3.21) denklemlerindeki diş kuvvetleri (3.23) denklemlerinde yerlerine koyulursa;

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} a K_t \begin{bmatrix} a_{xx} & a_{xy} \\ a_{yx} & a_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} \quad (3.24)$$

burada zaman değişimli yönsel dinamik frezeleme kuvvet katsayıları şu şekildedir;

$$\begin{aligned} a_{xx} &= \sum_{j=0}^{N-1} -g_j \left[\sin 2\phi_j + K_r (1 - \cos 2\phi_j) \right] \\ a_{xy} &= \sum_{j=0}^{N-1} -g_j \left[(1 + \cos 2\phi_j) + K_r \sin 2\phi_j \right] \\ a_{yx} &= \sum_{j=0}^{N-1} g_j \left[(1 - \cos 2\phi_j) - K_r \sin 2\phi_j \right] \\ a_{yy} &= \sum_{j=0}^{N-1} g_j \left[\sin 2\phi_j - K_r (1 + \cos 2\phi_j) \right] \end{aligned} \quad (3.24a)$$

Bu parametrelerin zaman ve açısal hız ile değişimleri göz önüne alındığında (3.24) denklemini zaman domeninde matris formunda aşağıdaki gibi yazılır;

$$\{F(t)\} = \frac{1}{2} a K_t [A(t)] \{\Delta(t)\} \quad (3.25)$$

Frezeleme operasyonunda kesici takımın dönmesinden dolayı yönsel faktörler zaman ile değişmektedir. Bu da, tornalamadaki gibi kuvvet doğrultusunun sabit olduğu operasyonlar ile frezeleme operasyonları arasındaki temel farktır. Bununla birlikte frezeleme kuvvetlerinde olduğu gibi $[A(t)]$ ' de dış paso frekansı $\omega = N\Omega$ ya da dış periyodu $\tau = 2\pi/\omega$ da periyodiktir. Bundan dolayı bu ifade bir Fourier serisinde açılabilir;

$$\begin{aligned} [A(t)] &= \sum_{r=-\infty}^{+\infty} [A_r] e^{ir\omega t} \\ [A_r] &= \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} [A(t)] e^{-ir\omega t} dt \end{aligned} \quad (3.26)$$

diş paso frekansı (ω)'nın harmoniklerinin sayısı (r), kesmedeki diş sayısı ve dalma şartlarına bağlı olan $[A(t)]$ 'nin bir tam tekrar yapılması için göz önüne alınır. Eğer en basit yaklaşım, Fourier serileri açılımının ortalama bileşeni göz önüne alınırsa ($r = 0$),

$$[A_0] = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} [A(t)] dt \quad (3.27)$$

Burada; $[A_0]$, sadece kesici takımın giriş (ϕ_{st}) ve çıkış (ϕ_{ex}) arasında geçerli olacağından ve $\phi_j = \Omega t$ ve $\phi_p = \Omega \tau$ olduğundan, $[A_0]$, kesici uç açısı $\phi_p = 2\pi/N$ 'de $[A(t)]$ 'nin ortalama değerine eşit hale gelir.

$$[A(0)] = \frac{1}{\phi_p} \int_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} [A(\phi)] d\phi = \frac{N}{2\pi} \begin{bmatrix} \alpha_{xx} & \alpha_{xy} \\ \alpha_{yx} & \alpha_{yy} \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

buradaki entegre edilmiş fonksiyonlar şu şekilde verilir;

$$\begin{aligned} \alpha_{xx} &= \frac{1}{2} [\cos 2\phi - 2K_r \phi + K_r \sin 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \\ \alpha_{xy} &= \frac{1}{2} [-\sin 2\phi - 2\phi + K_r \cos 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \\ \alpha_{yx} &= \frac{1}{2} [-\sin 2\phi + 2\phi + K_r \cos 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \\ \alpha_{yy} &= \frac{1}{2} [-\cos 2\phi - 2K_r \phi - K_r \sin 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \end{aligned} \quad (3.28a)$$

Ortalama yönsel faktörler, radyal kesme sabiti (K_r)'ye ve giriş (ϕ_{st}) ve çıkış (ϕ_{ex}) açılarıyla sınırlanan kesme genişliğine bağlıdır. Buradan, (3.25) denklemindeki dinamik frezeleme ifadesi aşağıdaki gibi yazılır;

$$\{F(t)\} = \frac{1}{2} a K_t [A_0] \{\Delta(t)\} \quad (3.29)$$

Burada; $[A_0]$, zamandan bağımsız dalma-bağımlı yönel kesme katsayısı matrisidir. Her bir diş periyodu için ortalama kesme kuvveti helis açısından bağımsız olduğundan $[A_0]$, aynı şekilde helisel parmak frezeler için de geçerlidir.

3.4 Frezelemede Tırlama Kararlılık Lobları

Kesici takım-iş parçası temas bölgesindeki transfer fonksiyon matrisi tanımlanır;

$$[\Phi(i\omega)] = \begin{bmatrix} \Phi_{xx}(i\omega) & \Phi_{xy}(i\omega) \\ \Phi_{yx}(i\omega) & \Phi_{yy}(i\omega) \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

burada $\Phi_{xx}(i\omega)$ ve $\Phi_{yy}(i\omega)$, (x) ve (y) doğrultularındaki direkt transfer fonksiyonları, $\Phi_{yx}(i\omega)$ ve $\Phi_{xy}(i\omega)$ ise çapraz transfer fonksiyonlarıdır. Şu anki (t) ve

bir önceki $(t - \tau)$ diş periyotlarındaki titreşim vektörleri $\{r\} = \begin{Bmatrix} x(t) \\ y(t) \end{Bmatrix}$ ve

$\{r_0\} = \begin{Bmatrix} x(t - \tau) \\ y(t - \tau) \end{Bmatrix}$ şeklinde tanımlanır. Harmonik fonksiyonların kullanımıyla frekans

domenindeki tırlama frekansında ω_c titreşimlerin tanımlanması;

$$\begin{aligned} \{r(i\omega_c)\} &= [\Phi(i\omega)] \{F\} e^{i\omega_c t} \\ \{r_0(i\omega_c)\} &= \{r(i\omega_c)\} e^{-i\omega_c \tau} \end{aligned} \quad (3.31)$$

şeklinde yapılır. $\{\Delta\} = \begin{Bmatrix} (x - x_0) \\ (y - y_0) \end{Bmatrix}$ ifadesi yardımıyla;

$$\begin{aligned} \{\Delta(i\omega_c)\} &= \{r(i\omega_c)\} - \{r_0(i\omega_c)\} \\ &= [1 - e^{-i\omega_c \tau}] e^{i\omega_c t} [\Phi(i\omega_c)] \{F\} \end{aligned} \quad (3.32)$$

denklemini yazılır. Burada $\omega_c \tau$, diş periyotları τ ' daki titreşimler arasındaki faz gecikmesidir. (3.32) ifadesi dinamik frezeleme denklemi (3.29)' de yerine koyulursa;

$$\{F\}e^{i\omega_c t} = \frac{1}{2} a K_t (1 - e^{-i\omega_c \tau}) [A_0] [\Phi(i\omega_c)] \{F\}e^{i\omega_c t} \quad (3.33)$$

bu denklem önemli bir çözüme sahiptir ve bunun determinantı sıfıra eşitlendiğinde kapalı çevrim dinamik frezeleme sisteminin karakteristik denklemi elde edilir (Altıntaş, 2000). Notasyon aşağıdaki gibi yönlendirilmiş transfer fonksiyon matrisinin tanımlanmasıyla daha da basitleştirilirse;

$$[\Phi_0(i\omega_c)] = \begin{bmatrix} \alpha_{xx} \Phi_{xx}(i\omega_c) + \alpha_{xy} \Phi_{yx}(i\omega_c) & \alpha_{xx} \Phi_{xy}(i\omega_c) + \alpha_{xy} \Phi_{yy}(i\omega_c) \\ \alpha_{yx} \Phi_{xx}(i\omega_c) + \alpha_{yy} \Phi_{yx}(i\omega_c) & \alpha_{yx} \Phi_{xy}(i\omega_c) + \alpha_{yy} \Phi_{yy}(i\omega_c) \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

ve bu şekilde karakteristik denklemin karşılık gelen değeri şu şekilde yazılır;

$$\Lambda = -\frac{N}{4\pi} A K_t (1 - e^{-i\omega_c \tau}) \quad (3.35)$$

sonuç olarak karakteristik denklem de aşağıdaki şekilde yazılır;

$$\det[[I] + \Lambda[\Phi_0(i\omega_c)]] = 0 \quad (3.36)$$

(3.36) denkleminin karşılık gelen değeri, verilen bir tırlama frekansı ω_c ve statik kesme faktörleri (K_t, K_r) , radyal dalma (ϕ_{st}, ϕ_{ex}) ve sistemin transfer fonksiyonu için kolaylıkla çözümlenir. Eğer sistem ilerleme (X) ve normal (Y) doğrultularındaki iki dik kesme serbestlik dereceli $(\Phi_{xy} = \Phi_{yx} = 0)$ ise, karakteristik denklem ikinci dereceden bir denklem haline gelir,

$$a_0 \Lambda^2 + a_1 \Lambda + 1 = 0 \quad (3.37)$$

burada,

$$\begin{aligned}
a_0 &= \Phi_{xx}(i\omega_c)\Phi_{yy}(i\omega_c)(\alpha_{xx}\alpha_{yy} - \alpha_{xy}\alpha_{yx}) \\
a_1 &= \alpha_{xx}\Phi_{xx}(i\omega_c) + \alpha_{yy}\Phi_{yy}(i\omega_c)
\end{aligned} \tag{3.37a}$$

biçiminde ifade edilirler ve (3.37) denkleminin kökleri;

$$\Lambda = -\frac{1}{2a_0} \left(a_1 \pm \sqrt{a_1^2 - 4a_0} \right) \tag{3.38}$$

Denklemler ile bulunur. Kesme düzlemi (x, y) göz önüne alınır, takım tezgahı yapısındaki göz önüne alınan modların sayısı ne olursa olsun karakteristik denklem yine ikinci dereceden denklem halindedir. Transfer fonksiyonları kompleks olduklarından karşılık gelen değer $\Lambda = \Lambda_R + i\Lambda_I$ şeklinde bir reel ve bir imajiner kısma sahiptir. Λ ve $e^{-i\omega_c\tau} = \cos \omega_c\tau - i \sin \omega_c\tau$, (3.35) denkleminde yerine koyulursa tırlama frekansı (ω_c) 'deki kritik aksenal kesme derinliği;

$$a_{lim} = -\frac{2\pi}{N K_t} \left[\frac{\Lambda_R(1 - \cos \omega_c\tau) + \Lambda_I \sin \omega_c\tau}{(1 - \cos \omega_c\tau)} + i \frac{\Lambda_I(1 - \cos \omega_c\tau) + \Lambda_R \sin \omega_c\tau}{(1 - \cos \omega_c\tau)} \right] \tag{3.39}$$

şeklinde yazılır. Buradaki, (3.39) denkleminde elde edilecek a_{lim} değeri reel olarak elde edileceğinden denklemin imajiner kısmı yok edilirse yani sıfıra eşitlenirse;

$$\Lambda_I(1 - \cos \omega_c\tau) - \Lambda_R \sin \omega_c\tau = 0 \tag{3.40}$$

buradan;

$$\kappa = \frac{\Lambda_I}{\Lambda_R} = \frac{\sin \omega_c\tau}{1 - \cos \omega_c\tau} \tag{3.41}$$

(3.41) denklemi (3.39) denkleminin reel kısmında yerine koyulursa, tırlama titreşimi olmayan kesme derinliği;

$$a_{lim} = -\frac{2\pi \Lambda_R}{N K_t} (1 + \kappa^2) \quad (3.42)$$

denklemiyle bulunur. Mil hızları da dik kesmedeki tırlamada olduğu gibi bulunur. Burada (3.38) denkleminde;

$$\kappa = \tan \psi = \frac{\cos(\omega_c \tau / 2)}{\sin(\omega_c \tau / 2)} = \tan[\pi/2 - (\omega_c \tau / 2)] \quad (3.43)$$

denklemini yazılır. Burada (ψ) , Λ 'nın faz gecikmesi $\psi = \tan^{-1} \kappa$, ve sistemdeki iş parçası yüzeyinde tırlama titreşiminden dolayı oluşan dalgalanmaların iç ve dış modülasyonları arasındaki faz gecikmesi ise $\varepsilon = \pi - 2\psi$ dir. Böylece, eğer tam titreşim dalgalarının yani lobların tam sayısı (k) ile gösterilirse,

$$\omega_c \tau = \varepsilon + 2k\pi \quad (3.44)$$

şeklinde ifade edilir. Mil hızı n (dev/d), (3.44) denkleminde diş paso periyodu (τ) 'nin bulunmasıyla hesaplanır;

$$\tau = \frac{1}{\omega_c} (\varepsilon + 2\pi k) \quad ; \quad n = \frac{60}{N \tau} \quad (3.45)$$

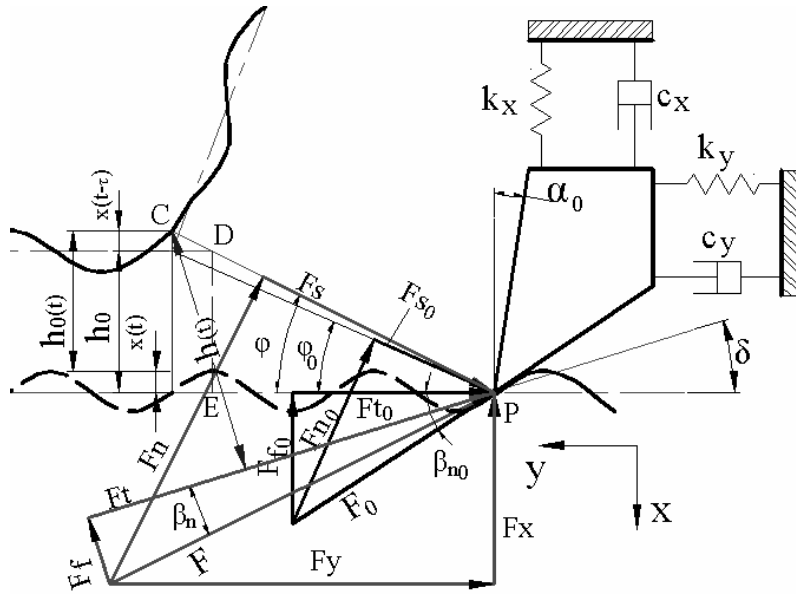
Buradaki (N) , frezeleme operasyonunda kullanılan freze çakısının kanal sayısını ifade eder.

4. TIRLAMA TİTREŞİMİNDE SÜREÇ SÖNÜMLEME MODELİ

Tırlama konusunda geçmişteki çalışmaların büyük bir kısmı, tırlama titreşim mekanizmalarının analizi için yapılmıştır. Tırlama mekanizmalarının en önemlilerinden biri süreç sönmleme kuvvetidir. Bu kuvvet, özellikle düşük kesme hızlarında kesme prosesinin kararlılığı üzerinde büyük bir etkiye sahiptir (Sisson and Kegg, 1969; Tlusty and Heczko, 1980; Balakrishnan et al., 1981). Tez çalışmasının giriş bölümünde ve literatür çalışmaları kısmında da anlatıldığı gibi kesme süreç sönmlemesinin elde edilmesinde bu zamana kadar ayrıntılı bir süreç sönmleme kuvvet modeli önerilmemiş ve kesme sistemi üzerindeki etkileri verilmemiştir. Bundan dolayı, sistemin kararlılığını nasıl ve ne kadar etkilediği belirlenmemiştir. Bu bakımdan, ayrıntılı bir süreç sönmleme kuvveti modelinin oluşturulması için kesme mekaniklerinin ve dinamiklerinin kesme şartları altında nasıl değiştiklerinin iyi incelenmesi ve bilinmesi gerektiği açıktır. Bu tez çalışmasında süreç sönmlemeleri, kesilme açısı (ϕ)' nin değişiminden ve dinamik kesmede takım ucunun dalgalı yüzeye batmasından kaynaklanan süreç sönmlemelerin toplamından oluştuğu kabulüyle hesaplanmıştır. Bundan dolayı, bu bölümde süreç sönmleme modeli (SSM)' nin öncelikle dik kesmede kesme sisteminin dinamik modeli oluşturulmuştur. Böylece, dalgalı yüzey üzerinde salınım yapan kesici takım ucunun sehiminden oluşan dinamik kesme kuvveti ifadeleri yazılmıştır. Bu dinamik kesme kuvveti ifadeleri, iş parçası malzemesi kesilme gerilmesinin değişik kesme hızları ve ilerleme oranları için sabit kalması prensibi ile kesilme açısının değişimine bağlı olarak yazılmıştır. Böylece, statik ve dinamik kesme katsayıları elde edilmiştir. Kesme sisteminin dinamik denklemleri bu dinamik kesme kuvveti katsayıları (DKKK) türünden yazılmıştır. Burada kesme dinamiklerinin araştırılması ve tırlama titreşiminde DKKK' nin elde edilmesi Bölüm 4.1' deki gibi yapılmıştır. Bunun için dinamik bir kesme modeli kurularak, kesilme açısının değişiminden kaynaklanan süreç sönmlemelerinin nasıl ve ne kadar oluştuğunu araştırılmıştır.

4.1. Dik Kesmede Dinamik Kesme Modelinin Kurulması

Dinamik kesme modellerinin kurulması başlangıçta takım tezgahlarındaki tırlama titreşimlerinin modellenmesi için kullanılmıştır. Ancak sonraları kendiliğinden oluşan bu titreşimin en etkili kaynaklarının mod çiftleşmesi ve regenerasyon mekanizması olduğu anlaşılınca bu mekanizmalar kabul görmüştür. Maksimum kararlı kesme derinliğinin tespiti için dinamik kesme kuvveti ve takım-iş parçası arasındaki titreşim analizi iyi yapılmalıdır. Bunun için de dinamik katsayılar karakterizasyonunun bilinmesi gerekmektedir. Dinamik kesme modellerinin oluşturulmasıyla, DKKK' lar oluşturulmaktadır. Bunlar, değişik kesme şartlarında sönümlemenin nasıl olabileceğinin araştırılmasında kullanılmaktadır (Tlusty, 1978). DKKK' nın oluşturulması, kesme mekaniklerinin ve kesme kuvvetlerinin değişik kesme şartları altında nasıl değiştiklerinin araştırılmasıyla yapılır. Bu araştırma, kararlı kesme durumunda kesme testleriyle kesme sistemi iki ve üç boyutlu biçimde düşünülerek yapılır (Srinivasan and Nachtigal, 1978; Jemielniak, 1992). Dinamik kesme katsayılarının deneysel olarak belirlenmesi gelişmiş ve pahalı laboratuvar ekipmanı gerektirmektedir. Bu katsayılar, analitiksel modelleme ile kararlı durumda kesme testlerinden de elde edilebilir (Nigm et al., 1977; Kim and Lee, 1991). Analitik dinamik kesme kuvveti modellemesi, takımın kesme ucunun dalgalı yüzeye batmasının, kesme bölgesindeki sürtünme katsayısının, birincil ve ikincil kesme bölgelerinde meydana gelen kesilme enerjisi ve akma gerilmesi değişimlerinin de hesaba katılmasıyla yapılır (Wu and Liu, 1985a and 1985b; Wu, 1988; Wiercigroch and Cheng, 1997). Bu tez çalışmasında Kim ve Lee' nin dinamik kesme kuvvetinin modellemesinden faydalanılarak statik ve dinamik kesme katsayılarının elde edilmesinde analitiksel bir model geliştirilmiştir (Kim and Lee, 1991). Bu analitiksel modelde Bailey' in kesilme açısının genel formülasyonu kullanılarak, kesilme açısının dinamik kesme modelinde nasıl değişebileceği incelenmiştir (Bailey, 1975). Böylece kesilme açısına bağlı olarak statik ve dinamik katsayıların ifadeleri yazılmıştır. Geliştirilmiş olan dinamik kesme modeli iki serbestlik dereceli olarak düşünülmüş ve Şekil 4.1' de şematik olarak verilmiştir.



Şekil 4.1. Dinamik kesme modeli.

Şekil 4.1' de iş parçasının dalgalı yüzeyinde hareket etmekte olan kesici takım ucunun titreşim hareketi (x) ve (y) doğrultularında sırasıyla kütle (m_x, m_y), yay sabiti (k_x, k_y) ve sönümleme (c_x, c_y) elemanlarıyla modellenmiştir. Her iki doğrultuda titreşim yapan takım ucunun hareket denklemleri;

$$\begin{aligned} m_x \ddot{x}(t) + c_x \dot{x}(t) + k_x x(t) &= F(t) \sin(\beta_n + \delta) \\ m_y \ddot{y}(t) + c_y \dot{y}(t) + k_y y(t) &= F(t) \cos(\beta_n + \delta) \end{aligned} \quad (4.1)$$

şeklinde yazılırlar. Buradan, (4.1) denklemlerindeki dinamik kuvvet ($F(t)$) ifadesi (4.2) denkleminin formunda aşağıdaki gibi yazılır;

$$F(t) = a K_f h(t) \quad (4.2)$$

Burada Şekil 4.1' den faydalanılarak, takımın dinamik kesmedeki sehiminden (δ) ve tırlama titreşiminden kaynaklanan toplam dinamik talaş kalınlığı;

$$h(t) = h_0(t) + |PE|\delta \quad (4.3)$$

biçiminde ifade edilir. Buradaki tırlama titreşimindeki dinamik talaş kalınlığı ise (4.2) denklemindeki gibi şu şekilde yazılır;

$$h_0(t) = h_0 + x(t - \tau) - x(t) \quad (4.4)$$

Burada, (4.3) denklemindeki $|PE|$ uzunluğu ve takım sehimi (δ)' nin açık ifadeleri aşağıdaki gibi yazılıp bu ifadeler ve (4.4) denklemi (4.3) denkleminde yerine koyulursa toplam dinamik talaş kalınlığı (4.5) denklemiyle yazılır.

$$\sin(\varphi) = \frac{h_0}{|PD|} \quad \cos(\varphi) = \frac{|PE|}{|PD|} \quad \cot(\varphi) = \frac{|PE|}{h_0} \quad |PE| = \cot(\varphi).h_0$$

$$\tan \delta = \frac{\dot{x}}{V_0 + \dot{y}} \quad \delta = \tan^{-1} \left(\frac{\dot{x}}{V_0 + \dot{y}} \right)$$

Bu basitleştirmeler ve denklemlerden yararlanılarak dinamik talaş kalınlığı aşağıdaki gibi oluşturulur;

$$h(t) = h_0 + x(t - \tau) - x(t) + \cot(\varphi)h_0 \delta \quad (4.5)$$

Şekil 4.1' deki geometrik ilişkiden de $\beta_{n0} = \beta_{s0} - \alpha_0$ ve $\beta_n = \beta_s - \alpha$ ifadeleri yazılır. Buradaki, (4.5) denkleminde görüldüğü gibi titreşim yapan kesici takım ucunun sehimi (δ), takım ucunun (x) ve (y) doğrultularındaki titreşim hızına bağlıdır. Bu hızların tam olarak tespitinin zorluğundan ve dinamik kesilme açısı (φ)' nin değişimini hesaba katabilmek için kesilme açısı ve ortalama sürtünme katsayısı (μ_a) arasında ampirik bir

denklem yazmak mümkündür (Krystof, 1964; Wu and Liu, 1985). Bu açı ilişkisinin genel formu Bailey tarafından aşağıdaki gibi verilmiştir (Bailey, 1975);

$$2\varphi_0 + \beta_{s_0} - \alpha_0 = C \quad (4.6)$$

Bu denklemdeki alt indis olan (0), kesme mekaniklerinin kararlı durumdaki hallerini belirtir. Dinamik kesmede kesilme açısı φ ve sürtünme açısı β_s arasındaki bu hesapsal ilişkinin değişmediği kabul edilirse (4.6) denklemi aşağıdaki gibi yazılır;

$$2\varphi + \beta_s - \alpha = C \quad (4.7)$$

Buradaki dinamik kesilme açısı (φ)' nin değişiminin, takımın titreşim sırasındaki bağıl kesme hızına göre ifade edilmesi mümkündür. Bunun için belirli bir malzemeye göre statik kesme testlerinin yapılması gerekmektedir. İlk olarak, bir statik kesme testi yapılarak ortalama sürtünme açısı β_{s_0} ve ortalama kesilme açısı φ_0 belirlenir. Bu belirleme işlemi için, kesme sırasında takıma gelen teğetsel kuvvet F_t ve ilerleme yönündeki aksenal kuvvet F_f 'in hassas bir kuvvet dinamometresi ile belirlenmesi ve ayrıca talaş kalınlığının h_c ölçülmesi gerekir. Böylece;

$$\beta_{s_0} = \alpha_0 + \tan^{-1} \frac{F_f}{F_t} \quad (4.8)$$

$$\varphi_0 = \tan^{-1} \frac{r_c \cos \alpha_0}{1 - r_c \sin \alpha_0} \quad \rightarrow \quad r_c = \frac{h_0}{h_c} \quad (4.9)$$

burada h_0 , ilerleme oranına eşittir. Bulunan bu değerler yardımıyla (4.6) denklemdeki C sabiti elde edilir. Bileşke kesme kuvveti ise;

$$F_0 = \sqrt{F_{f_0}^2 + F_{t_0}^2} \quad (4.10)$$

şeklinde hesaplanır. Dinamik kesilme açısının takım ile iş parçası arasındaki bağıl kesme hızına $V = V_0 + \dot{y}$ göre değişeceği kabul edilerek,

$$\varphi = \varphi_0 + \eta_v \dot{y} \quad (4.11)$$

şeklinde ifade edilir. Buradaki φ_0 , yukarıdaki test prosedürünün değişik kesme (tezgaha verilen mil hızı) hızları V_0 ve ilerleme oranları için uygulanmasıyla elde edilecek ortalama kesilme açısıdır, η_v belli bir kesme hızında seçilen ilerleme oranı ve takım talaş açısına bağlı olarak değişen dinamik kesme sabitidir ve \dot{y} ise takımın (y) doğrultusundaki hızıdır. Buradaki φ_0 ' in açık ifadesi aşağıdaki gibidir;

$$\varphi_0 = \varphi_{01} + \eta_v V_0 \quad (4.12)$$

Burada φ_{01} , belli bir kesme hızında seçilen ilerleme oranı ve takım talaş açısına bağlı olarak değişen dinamik kesme sabitidir. Yapılacak dinamik kesme testleri yardımıyla bu denklemlerdeki η_v ve φ_{01} sabitleri, iş parçasının kesilme gerilmesinin değişik kesme hızları ve ilerleme oranları için sabit kalması prensibi ile (2.6) denklemindeki gibi hesaplanır;

$$\tau_s = \frac{F_s}{A_s} \quad \rightarrow \quad A_s = \frac{a h_0}{\sin \varphi_0} \quad (4.13)$$

burada τ_s , iş parçasının kesilme gerilmesidir ve statik kesme testi sonucunda elde edilebilir; F_s , kesilme kuvveti ve a , kesici takıma verilen kesme derinliğidir. Buradaki F_s , kesilme kuvveti,

$$F_s = F \cos(\varphi_0 + \beta_{n0}) \quad (4.14)$$

şeklinde hesaplanır. Verilen bir kesme hızında değişik ilerleme oranları h_{01} için bu ifadeler;

$$\tau_s = \frac{F_{s01}}{A_{s01}} \quad ; \quad A_{s01} = \frac{a h_{01}}{\sin \varphi_{01}} \quad (4.15)$$

şeklinde yazılır. Buradaki φ_{01} ' i çözmek için değiştirilen ilerleme oranı h_{01} için değişen kesilme kuvveti F_{s01} yaklaşık olarak;

$$F_{s01} = F_{01} \cos(\varphi_0 + \beta_{n0}) \quad (4.16)$$

bağıntısından hesaplanmaktadır. Buradaki dinamik bileşke kesme kuvveti (F_{01}) ise,

$$F_{01} = \sqrt{F_{f01}^2 + F_{t01}^2} \quad (4.17)$$

şeklinde hesaplanır. Bu denklemdaki ilerleme ve teğetsel doğrultulardaki dinamik kesme kuvveti bileşenleri şu şekilde ifade edilirler;

$$\begin{aligned} F_{f01} &= a h_{01} K_f \\ F_{t01} &= a h_{01} K_t \end{aligned} \quad (4.18)$$

Buradan, (4.16) ifadesindeki yeni φ_0 ve β_{n0} ' leri hesaplamak için ise yine talaş kalınlık

oranı $r_{c01} = \frac{h_{01}}{h_{c01}}$ bulunarak yukarıdaki denklemler yardımıyla önce h_{01} için,

$$\varphi_0 = \tan^{-1} \frac{r_{c01} \cos \alpha_0}{1 - r_{c01} \sin \alpha_0} \quad (4.19)$$

biçiminde yazılıp ve buna bağlı olarak (4.7) denkleminde faydalanılarak;

$$\beta_{n0} = C - 2\varphi_0 \quad (4.20)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Kesilme gerilmesi denkleminde de;

$$\sin \varphi_{01} = \frac{a h_{01} \tau_s}{F_{s01}} \quad (4.21)$$

$$\eta_v = \frac{(\varphi_0 - \varphi_{01})}{V_0} \quad (4.22)$$

bağıntıları yazılarak φ_{01} ve η_v dinamik kesme sabitleri hesaplanır. Böylece, teorik ve deneysel olarak kesilme açısı φ ' nin değişiminden kaynaklanan farklılık hesaplanmış olur. Bu değişim dinamik kesme modeline (bkz. Şekil 4.1) uygulanacak olursa bileşke kesme kuvveti aşağıdaki gibidir;

$$F = \frac{F_s}{\cos(\varphi + \beta_n + \delta)} = \frac{\tau_s a l_s}{\cos(\varphi + \beta_n + \delta)} \quad (4.23)$$

burada l_s ani kesilme düzlemi uzunluğudur ve,

$$l_s = \frac{h(t)}{\sin(\varphi + \delta)} \quad (4.24)$$

şeklinde yazılır. Denklem (4.1) ve (4.2)' den görüldüğü gibi (x) ve (y) doğrultularındaki dinamik kesme kuvvetleri aşağıdaki gibi ifade edilirler;

$$\begin{aligned} F_x &= F \sin(\beta_n + \delta) \\ F_y &= F \cos(\beta_n + \delta) \end{aligned} \quad (4.25)$$

Buradan, (4.7) ve (4.12) denklemleri (4.25) denklemlerinde yerlerine koyulursa ve burada δ ve $\eta_v \cdot \dot{y}$ ' nin daha yüksek dereceden değerleri ihmal edilirse;

$$\cos \delta = 1 - \frac{\delta^2}{2!} + \frac{\delta^4}{4!} + \dots \quad \cos \delta \cong 1$$

$$\sin \delta = \delta - \frac{\delta^3}{3!} + \frac{\delta^5}{5!} + \dots \quad \sin \delta \cong \delta$$

ve işlemlerdeki basitleştirme için $\eta = \eta_v \dot{y}$ ile gösterilirse,

$$\cos \eta = 1 - \frac{\eta^2}{2!} + \frac{\eta^4}{4!} + \dots \quad \cos \eta \cong 1$$

$$\sin \eta = \eta - \frac{\eta^3}{3!} + \frac{\eta^5}{5!} + \dots \quad \sin \eta \cong \eta$$

buradan (4.25) denklemlerinde sırasıyla (4.23) ve (4.24) denklemleri yerine yazılıp (4.7) ile (4.12) denklemlerinden $\varphi = \varphi_0 + \eta_v \dot{y} = \varphi_0 + \eta$ biçiminde ve (4.5) denklemindeki ifadeler de $x(t - \tau) = x_t$ ve $x(t) = x$ olarak alındığında, toplam kesme kuvvetinin her iki bileşeni aşağıdaki formda yazılır,

$$F_x = \frac{\tau_s a \left(h_0 + x_t - x + h_0 \delta \left(\frac{\cos(\varphi_0 + \eta)}{\sin(\varphi_0 + \eta)} \right) \right) \sin(C - 2(\varphi_0 + \eta) + \delta)}{\cos(C - (\varphi_0 + \eta) + \delta) \sin(\varphi_0 + \eta + \delta)}$$

$$F_y = \frac{\tau_s a \left(h_0 + x_t - x + h_0 \delta \left(\frac{\cos(\varphi_0 + \eta)}{\sin(\varphi_0 + \eta)} \right) \right) \cos(C - 2(\varphi_0 + \eta) + \delta)}{\cos(C - (\varphi_0 + \eta) + \delta) \sin(\varphi_0 + \eta + \delta)} \quad (4.26)$$

Bu denklemlerdeki trigonometrik ifadeler açık bir formda yazılıp gerekli işlemler sırasında $\eta \delta \cong 0$ alınır çünkü bu değer \dot{y} ve \dot{x} değerleri V_0 hızına göre çok küçük olduğundan sıfıra yakın bir değer verecektir. Daha sonraki işlemlerde de $|x| \cong |x_t|$ alınmıştır. Bunun nedeni de $\eta = \eta_v \dot{y}$ ve \dot{y} çok küçük olduğundan ve de x ile x_t ' de h_0 ' a göre çok küçük olduklarından işleme koyulduklarında bunlar da sıfıra yakın değerler alırlar. Basitleştirme için de $\delta \cong \frac{\dot{x}}{V_0}$, $\eta = \eta_v \dot{y}$ alınırsa (4.25)

denklemleri statik ve dinamik kesme katsayıları cinsinden;

$$F_x = \tau_s a \lambda_{sx} (h_0 - x + x(t - \tau) + \lambda_{dx} \dot{x} - \lambda_{vx} \dot{y})$$

$$F_y = \tau_s a \lambda_{sy} (h_0 - x + x(t - \tau) + \lambda_{dy} \dot{x} - \lambda_{vy} \dot{y}) \quad (4.27)$$

şeklinde elde edilir. Burada;

$$\begin{aligned}\lambda_{sx} &= \frac{\sin(C - 2\varphi_0)}{\sin\varphi_0 \cos(C - \varphi_0)} \\ \lambda_{sy} &= \frac{\cos(C - 2\varphi_0)}{\sin\varphi_0 \cos(C - \varphi_0)}\end{aligned}\quad (4.28)$$

$$\begin{aligned}\lambda_{dx} &= \frac{h_0}{V_0} \left[\frac{\cos(\varphi_0)\cos(C - \varphi_0) - \cos(C)}{\sin(\varphi_0)\cos(C - \varphi_0)} + \frac{\cos(C - 2\varphi_0)}{\sin(C - 2\varphi_0)} \right] \\ \lambda_{dy} &= \frac{h_0}{V_0} \left[\frac{\cos(\varphi_0)\cos(C - \varphi_0) - \cos(C)}{\sin(\varphi_0)\cos(C - \varphi_0)} + \frac{\sin(C - 2\varphi_0)}{\cos(C - 2\varphi_0)} \right]\end{aligned}\quad (4.29)$$

$$\begin{aligned}\lambda_{vx} &= h_0\eta_v \left[\frac{\cos(C - 2\varphi_0)}{\sin(\varphi_0)\cos(C - \varphi_0)} + \frac{2.\cos(C - 2\varphi_0)}{\sin(C - 2\varphi_0)} \right] \\ \lambda_{vy} &= h_0\eta_v \left[\frac{\cos(C - 2\varphi_0)}{\sin(\varphi_0)\cos(C - \varphi_0)} + \frac{2.\sin(C - 2\varphi_0)}{\cos(C - 2\varphi_0)} \right]\end{aligned}\quad (4.30)$$

şeklinde dirler ve böylece dinamik kesme kuvveti bileşenleri analitiksel olarak statik kesme katsayıları λ_{sx} , λ_{sy} ve dinamik kesme katsayıları λ_{dx} , λ_{dy} ve λ_{vx} , λ_{vy} türünden ifade edilmiş olurlar. Bu statik ve dinamik kesme katsayıları statik kesme testlerinden elde edilebilirler.

4.2. Dinamik Kesme Kuvvet Katsayılarının Tornalamaya Uygulanması

Dinamik kesme modeli için statik ve dinamik katsayılar elde edildikten sonra Bölüm 4.1' deki (4.1) denklemleri;

$$\begin{aligned}m_x \ddot{x}(t) + c_x \dot{x}(t) + k_x x(t) &= -\tau_s a \lambda_{sx} (h_0 - x + x(t - \tau)) + \lambda_{dx} \dot{x} - \lambda_{vx} \dot{y} \\ m_y \ddot{y}(t) + c_y \dot{y}(t) + k_y y(t) &= -\tau_s a \lambda_{sy} (h_0 - x + x(t - \tau)) + \lambda_{dy} \dot{x} - \lambda_{vy} \dot{y}\end{aligned}\quad (4.31)$$

şeklinde düzenlenir. Sistemin kararlılık analizi, (4.31) denklemleri düzenlenip ve Laplace dönüşümü yapılarak determinantı yazılarak yapılabilir. Buna göre (4.31) denklemlerinin çözümü, titreşimsiz kesmede kesme kuvveti bileşenlerinin denklemlerinden yararlanılarak yapılır;

$$F_x = ah \left[\tau_s \frac{\sin(\beta_s - \alpha)}{\sin \varphi \cos(\varphi + \beta_s - \alpha)} \right]$$

$$F_y = ah \left[\tau_s \frac{\cos(\beta_s - \alpha)}{\sin \varphi \cos(\varphi + \beta_s - \alpha)} \right] \quad (4.32)$$

$$K_f = \tau_s \frac{\sin(\beta_s - \alpha)}{\sin \varphi \cos(\varphi + \beta_s - \alpha)}$$

$$K_t = \tau_s \frac{\cos(\beta_s - \alpha)}{\sin \varphi \cos(\varphi + \beta_s - \alpha)} \quad (4.33)$$

şeklinde yazılır ise burada;

$$K_f = \tau_s \lambda_{sx} \quad ; \quad K_t = \tau_s \lambda_{sy} \quad (4.34)$$

olduğu görülmektedir. Buna göre (4.30) denklemleri aşağıdaki gibi düzenlenir;

$$m_x \ddot{x}(t) + c_x \dot{x}(t) + k_x x(t) = -a K_f (h_0 - x + x(t - \tau) + \lambda_{dx} \dot{x} - \lambda_{vx} \dot{y})$$

$$m_y \ddot{y}(t) + c_y \dot{y}(t) + k_y y(t) = -a K_t (h_0 - x + x(t - \tau) + \lambda_{dy} \dot{x} - \lambda_{vy} \dot{y}) \quad (4.35)$$

$$m_x \ddot{x}(t) + c_x \dot{x}(t) + k_x x(t) = -a K_f (h_0 - x + x(t - \tau)) - a K_f (\lambda_{dx} \dot{x} - \lambda_{vx} \dot{y})$$

$$m_y \ddot{y}(t) + c_y \dot{y}(t) + k_y y(t) = -a K_t (h_0 - x + x(t - \tau)) - a K_t (\lambda_{dy} \dot{x} - \lambda_{vy} \dot{y}) \quad (4.36)$$

$$m_x \ddot{x}(t) + c_{esx} \dot{x}(t) + k_x x(t) + c_{vy} \dot{y}(t) = F_{esx} (x(t) - x(t - \tau))$$

$$m_y \ddot{y}(t) + c_{esy} \dot{y}(t) + k_y y(t) + c_{dy} \dot{x}(t) = F_{esy} (x(t) - x(t - \tau)) \quad (4.37)$$

(4.37) denklemlerindeki;

$$c_{ess} = c_x + a K_f \lambda_{dx}; c_{vy} = -a K_f \lambda_{vx}; F_{ess} = -a K_f$$

$$c_{esy} = c_y - a K_t \lambda_{vy}; c_{dy} = a K_t \lambda_{dy}; F_{esy} = -a K_t$$

şeklindedir. Şekil 4.1' den sabit bir (P) noktasına göre; $h_0 + x(t - \tau) = x(t - \tau)$ ve $x(t) = x(t)$ biçiminde yazılırlar. Böylece (4.37) denklemleri τ dekompozisyon formuna göre zamandan bağımsız olarak takım ucunun iş parçasına göre bağıl hareketi ile almış olduğu yol (l) türünden yazılırsa,

$$l = V_0 t + y \quad (4.38)$$

(4.36) denkleminin zamana göre türevi alındığında,

$$\frac{dl}{dt} = V_0 + \dot{y} \approx V_0 \quad (4.39)$$

burada, lineer modelleme için (\dot{y}) lineer hıza göre küçük bir değerde olacağından ihmal edilmiştir. Buna göre (4.37) denklemlerindeki,

$$\dot{x}(t) = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{dl} \frac{dl}{dt} = (V_0 + \dot{y}) \frac{dx}{dl} \approx V_0 \frac{dx}{dl} \rightarrow x' = \frac{dx}{dl}$$

$$\ddot{x}(t) = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{d}{dt} (V_0 + \dot{y}) \frac{dx}{dl} = \ddot{y} \frac{dx}{dl} + (V_0 + \dot{y}) \frac{d^2x}{dl^2} \frac{dl}{dt} \approx V_0^2 \frac{d^2x}{dl^2} \rightarrow x'' = \frac{d^2x}{dl^2}$$

$$\dot{y}(t) = \frac{dy}{dt} = \frac{dy}{dl} \frac{dl}{dt} = (V_0 + \dot{y}) \frac{dy}{dl} \approx V_0 \frac{dy}{dl} \rightarrow y' = \frac{dy}{dl}$$

$$\ddot{y}(t) = \frac{d^2y}{dt^2} = \frac{d}{dt} (V_0 + \dot{y}) \frac{dy}{dl} = \ddot{y} \frac{dy}{dl} + (V_0 + \dot{y}) \frac{d^2y}{dl^2} \frac{dl}{dt} \approx V_0^2 \frac{d^2y}{dl^2} \rightarrow y'' = \frac{d^2y}{dl^2}$$

şeklinde yazılırlar. Buna göre (4.37) denklemleri tekrar düzenlenecek olursa;

$$\begin{aligned}
m_x V_0^2 x'' + c_{esx} V_0 x' + k_x x + c_{vy} V_0 y' &= F_{esx} (x(l) - x(l - \pi d)) \\
m_y V_0^2 y'' + c_{esy} V_0 y' + k_y y + c_{dy} V_0 x' &= F_{esy} (x(l) - x(l - \pi d))
\end{aligned} \tag{4.40}$$

burada denklemlerin her iki tarafı $m_x V_0^2$ ve $m_y V_0^2$ ile sadeleştirilir;

$$\begin{aligned}
\tilde{c}_{esx} &= \frac{c_{esx}}{m_x V_0} & \tilde{k}_x &= \frac{k_x}{m_x V_0^2} & \tilde{c}_{vy} &= \frac{c_{vy}}{m_x V_0} & \tilde{F}_{esx} &= \frac{F_{esx}}{m_x V_0^2} \\
\tilde{c}_{esy} &= \frac{c_{esy}}{m_y V_0} & \tilde{k}_y &= \frac{k_y}{m_y V_0^2} & \tilde{c}_{dy} &= \frac{c_{dy}}{m_y V_0} & \tilde{F}_{esy} &= \frac{F_{esy}}{m_y V_0^2}
\end{aligned}$$

bu basitleştirmelere göre denklemler tekrar düzenlenir;

$$\begin{aligned}
x'' + \tilde{c}_{esx} x' + \tilde{k}_x x + \tilde{c}_{vy} y' &= \tilde{F}_{esx} (x(l) - x(l - \pi d)) \\
y'' + \tilde{c}_{esy} y' + \tilde{k}_y y + \tilde{c}_{dy} x' &= \tilde{F}_{esy} (x(l) - x(l - \pi d))
\end{aligned} \tag{4.41}$$

bu denklemler matris formunda yazılıp ve Laplace dönüşümü yapıp determinantı yazıldığında;

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x'' \\ y'' \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \tilde{c}_{esx} & \tilde{c}_{vy} \\ \tilde{c}_{dy} & \tilde{c}_{esy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x' \\ y' \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \tilde{k}_x - \tilde{F}_{esx} & 0 \\ -\tilde{F}_{esy} & \tilde{k}_y \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} \\
+ \begin{bmatrix} \tilde{F}_{esx} & 0 \\ \tilde{F}_{esy} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x(l - \pi d) \\ x(l - \pi d) \end{Bmatrix} &= \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}
\end{aligned} \tag{4.42}$$

$$\begin{bmatrix} s^2 + \tilde{c}_{esx} s + (\tilde{k}_x - \tilde{F}_{esx}) + \tilde{F}_{esx} e^{-\pi ds} & \tilde{c}_{vy} s \\ \tilde{c}_{dy} s - \tilde{F}_{esy} + \tilde{F}_{esy} e^{-\pi ds} & s^2 + \tilde{c}_{esy} s + \tilde{k}_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X(s) \\ Y(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{4.43}$$

$$\begin{aligned}
D(s) = & s^4 + (\tilde{c}_{esy} + \tilde{c}_{esx})s^3 + (\tilde{k}_y + \tilde{c}_{esx} \tilde{c}_{esy} + \tilde{c}_{dy} \tilde{c}_{vy} + (\tilde{k}_x - \tilde{F}_{esx}))s^2 \\
& + (\tilde{c}_{esx} \tilde{k}_y - \tilde{F}_{esy} \tilde{c}_{vy} + (\tilde{k}_x - \tilde{F}_{esx}) \tilde{c}_{esy})s + (\tilde{k}_x - \tilde{F}_{esx}) \tilde{k}_y \\
& + \tilde{F}_{esx} e^{-\pi ds} \left[s^2 + \left(\frac{\tilde{F}_{esy} \tilde{c}_{vy}}{\tilde{F}_{esx}} + \tilde{c}_{esy} \right) s + \tilde{k}_y \right] = 0
\end{aligned} \tag{4.44}$$

denklemleri oluşur. Burada, $\tilde{c}_{esy1} = \frac{\tilde{F}_{esy} \tilde{c}_{vy}}{\tilde{F}_{esx}} + \tilde{c}_{esy}$ biçiminde alınıp işlemlerde kolaylık sağlaması için denklemin her iki tarafı \tilde{F}_{esx} ' e bölünürse;

$$\begin{aligned}
a_4 = \frac{1}{\tilde{F}_{esx}} \quad a_3 = \frac{(\tilde{c}_{esy} + \tilde{c}_{esx})}{\tilde{F}_{esx}} \quad a_2 = \frac{(\tilde{k}_y + \tilde{c}_{esx} \tilde{c}_{esy} + \tilde{c}_{dy} \tilde{c}_{vy} + (\tilde{k}_x - \tilde{F}_{esx}))}{\tilde{F}_{esx}} \\
a_1 = \frac{(\tilde{c}_{esx} \tilde{k}_y - \tilde{F}_{esy} \tilde{c}_{vy} + (\tilde{k}_x - \tilde{F}_{esx}) \tilde{c}_{esy})}{\tilde{F}_{esx}} \quad a_0 = \frac{(\tilde{k}_x - \tilde{F}_{esx}) \tilde{k}_y}{\tilde{F}_{esx}}
\end{aligned}$$

bu basitleştirmeler ile de (4.42) denklemi aşağıdaki gibi düzenlenebilir;

$$\frac{D(s)}{\tilde{F}_{esx}} = a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0 + e^{-\pi ds} [s^2 + \tilde{c}_{esy1} s + \tilde{k}_y] = 0 \tag{4.45}$$

Buradan sistemin karakteristik denklemi aşağıdaki gibi düzenlenir;

$$e^{\pi ds} = \frac{-[s^2 + \tilde{c}_{esy1} s + \tilde{k}_y]}{a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \tag{4.46}$$

Buradan görüldüğü gibi (4.46) denklemi iki kısma ayrılabilir;

$$U_1(s) = e^{\pi ds} \tag{4.47}$$

$$U_2(s) = \frac{-[s^2 + \tilde{c}_{esy1} s + \tilde{k}_y]}{a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \tag{4.48}$$

Böylece, (4.45) denkleminin kökleri $s=j\omega$ alınarak $|U_2(j\omega)|=1$ olduğunda bulunur,

$$\frac{|(\tilde{k}_y - \omega^2) + j\tilde{c}_{esy1}\omega|}{|(a_4\omega^4 - a_2\omega^2 + a_0) + j(a_1\omega - a_3\omega^3)|} = 1$$

$$(a_4\omega^4 - a_2\omega^2 + a_0)^2 + (a_1\omega - a_3\omega^3)^2 = (\tilde{k}_y - \omega^2)^2 + \tilde{c}_{esy1}^2 \omega^2 \quad (4.49)$$

buradan karakteristik denklem aşağıdaki forma dönüştürülür;

$$a_4^2\omega^8 + (a_3^2 - 2a_4a_2)\omega^6 + (a_2^2 + 2a_4a_0 - 2a_3a_1 - 1)\omega^4 + (a_1^2 - \tilde{c}_{esy1}^2 - 2a_2a_0 + 2\tilde{k}_y)\omega^2 + a_0^2 - \tilde{k}_y^2 = 0 \quad (4.50)$$

Bu denklemin kökleri bulunup her bir pozitif reel kök (4.50) denkleminde $U_2(j\omega_i)$ olacak şekilde yerine yazılarak Nyquist yer eğrisi çizdirilir. Burada, (4.49) denkleminin eğrisi ise birim çember eğrisidir. Nyquist kriterine göre (4.46) denklemin sağ kısmı $U_2(s)$ Nyquist yer eğrisini ve sol kısmı $U_1(s)$ da kritik yörüngeyi ifade eder. $U_2(j\omega_i)$, denkleminin reel ve imajiner kısımlarının yardımıyla faz açısı bulunur,

$$\psi_i = \tan^{-1} \frac{\text{Im}(U_2(j\omega_i))}{\text{Re}(U_2(j\omega_i))} \quad (4.51)$$

mil periyodu değerleri ise,

$$\tau_i = \frac{\psi_i + 2\pi k}{\omega_i} \quad k=0,1,2,3,\dots \quad (4.52)$$

şeklinde bulunur. Buradan iki serbestlik dereceli sistemin değişik kesme hızlarına göre kararlı kesme derinliklerini bulabilmek için,

$$a_{lim} = \frac{-1}{2K_f G(\omega)} \quad (4.53)$$

ifadesi yazılır. Burada $G(\omega)$ Şekil 4.1' de verilen iki serbestlik dereceli dinamik kesme sisteminin transfer fonksiyonunun reel kısmıdır. Bunun bulunabilmesi için sistemin yönlendirilmiş transfer fonksiyonu,

$$\Phi_{XF}(\omega) = \frac{X_0}{F} = \sum_{i=1}^n u_{di} \Phi_i(\omega) \quad (4.54)$$

şeklinde ifade edilir. Burada n , titreşimin serbestlik derecesi sayısı; F , titreşen takım üzerine gelen ortalama bileşke kuvvet; X_0 , takımın titreşim genliği ve $\Phi_x(\omega)$, yönlendirilmiş transfer fonksiyonudur. İki serbestlik derecesine sahip bir kesme sisteminin yönlendirilmiş transfer fonksiyonu;

$$\Phi_{XF}(\omega) = \cos^2 \theta_1 \Phi_x(\omega) + \cos^2 \theta_2 \Phi_y(\omega) \quad (4.55)$$

biçiminde yazılır. Kesme sisteminin her bir modu için transfer fonksiyonu şu şekildedir;

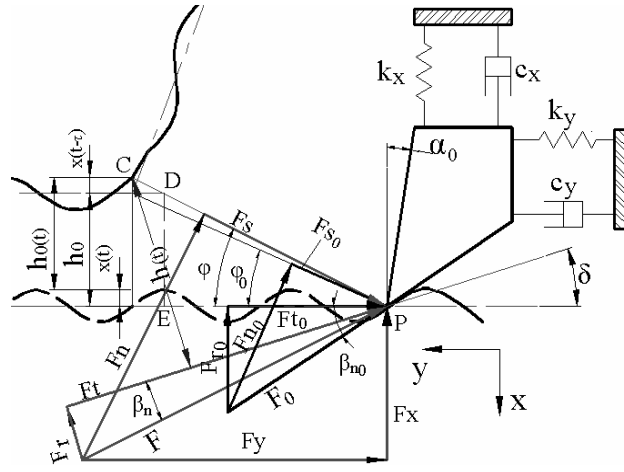
$$\begin{aligned} \Phi_x(\omega) &= G_1(\omega) + jH_1(\omega) \\ \Phi_y(\omega) &= G_2(\omega) + jH_2(\omega) \end{aligned} \quad (4.56)$$

Bu denklemlerdeki her bir modun reel ve imajiner kısımlarının açık bir formdaki ifadeleri;

$$\begin{aligned} G_1(\omega) &= \frac{1}{k_x} \left[\frac{(1-r_1^2)}{((1-r_1^2)^2 + (2\zeta_x r_1^2))} \right] ; & H_1(\omega) &= \frac{1}{k_x} \left[\frac{2\zeta_x r_1}{((1-r_1^2)^2 + (2\zeta_x r_1^2))} \right] \\ G_2(\omega) &= \frac{1}{k_y} \left[\frac{(1-r_2^2)}{((1-r_2^2)^2 + (2\zeta_y r_2^2))} \right] ; & H_2(\omega) &= \frac{1}{k_y} \left[\frac{2\zeta_y r_2}{((1-r_2^2)^2 + (2\zeta_y r_2^2))} \right] \end{aligned} \quad (4.57)$$

şeklinde. Burada $r_1 = \frac{\omega_c}{\omega_{nx}}$ $r_2 = \frac{\omega_c}{\omega_{ny}}$; ω_{nx} ve ω_{ny} , takımın (x) ve (y)

doğrultusundaki doğal frekansları ve ω_c ise tırlama frekansıdır. Yönlendirilmiş transfer



Şekil 4.3. Frezelemede kesici takımın j dişinin dinamik kesme modeli.

Şekil 4.3' e göre frezeleme sisteminin j kesici ucuna göre dinamik denklemleri şu şekilde yazılır;

$$\begin{aligned} m_{xj} \ddot{x}(t) + c_{xj} \dot{x}(t) + k_{xj} x(t) &= -F_{rj} \\ m_{yj} \ddot{y}(t) + c_{yj} \dot{y}(t) + k_{yj} y(t) &= -F_{tj} \end{aligned} \quad (4.60)$$

Böylece, (4.60) denklemlerindeki j kesici ucu üzerine etkiyen radyal ve teğetsel doğrultulardaki kesme kuvveti bileşenleri dinamik kesme modelindeki statik ve dinamik katsayılar türünden;

$$\begin{aligned} F_{rj} &= \tau_s a \lambda_{sx} (h_0 - x + x(t - \tau) + \lambda_{dx} \dot{x} - \lambda_{vx} \dot{y}) \\ F_{tj} &= \tau_s a \lambda_{sy} (h_0 - x + x(t - \tau) + \lambda_{dy} \dot{x} - \lambda_{vy} \dot{y}) \end{aligned} \quad (4.61)$$

şeklinde yazılırlar. Buradan (4.61) denklemleri (4.60) denklemlerinde yerine yazılırsa;

$$\begin{aligned} m_{xj} \ddot{x}(t) + c_{xj} \dot{x}(t) + k_{xj} x(t) &= -a K_r (h_0 - x + x(t - \tau) + \lambda_{dx} \dot{x} - \lambda_{vx} \dot{y}) \\ m_{yj} \ddot{y}(t) + c_{yj} \dot{y}(t) + k_{yj} y(t) &= -a K_t (h_0 - x + x(t - \tau) + \lambda_{dy} \dot{x} - \lambda_{vy} \dot{y}) \end{aligned} \quad (4.62)$$

haline gelir. Buradan, (4.62) denklemleri tornalamadaki gibi (4.36) denklemlerine benzer biçimde düzenlenir;

$$\begin{aligned} m_{xj} \ddot{x}(t) + c_{xj} \dot{x}(t) + k_{xj} x(t) &= -a K_r (h_0 - x + x(t - \tau)) - a K_r (\lambda_{dx} \dot{x} - \lambda_{vx} \dot{y}) \\ m_{yj} \ddot{y}(t) + c_{yj} \dot{y}(t) + k_{yj} y(t) &= -a K_t (h_0 - x + x(t - \tau)) - a K_t (\lambda_{dy} \dot{x} - \lambda_{vy} \dot{y}) \end{aligned} \quad (4.63)$$

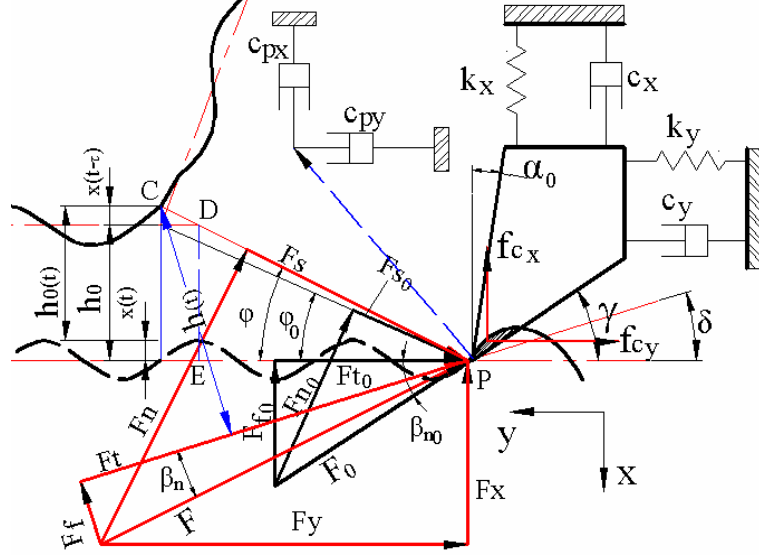
Böylece dinamik frezeleme sisteminin hareket denklemleri yazılmış olur. Frezeleme çıkışının j kesici ucunun üzerine etki eden radyal ve teğetsel kuvvetlerin kesme sisteminin (x) ve (y) doğrultularındaki bileşenlerinin ifadeleri ve toplam kesme kuvveti, (4.22) ile (4.29) denklemleri arasındaki formlarda düzenlenebilir. Kesici takım-iş parçası temas bölgesindeki transfer fonksiyon matrisi, (4.30) denklemi şeklinde tanımlanır ve bu denklem içerisindeki her bir doğrultudaki transfer fonksiyonlarının açık ifadeleri aşağıdaki gibidir;

$$\begin{aligned} \Phi_{xx}(i\omega) &= \frac{1}{k_{xx} \left[1 + 2\zeta_{xx} \left(\frac{\omega_c}{\omega_{nxx}} \right) j - \left(\frac{\omega_c}{\omega_{nxx}} \right)^2 \right]} \\ \Phi_{xy}(i\omega) &= \frac{1}{k_{xy} \left[1 + 2\zeta_{xy} \left(\frac{\omega_c}{\omega_{nxy}} \right) j - \left(\frac{\omega_c}{\omega_{nxy}} \right)^2 \right]} \\ \Phi_{yx}(i\omega) &= \frac{1}{k_{yx} \left[1 + 2\zeta_{yx} \left(\frac{\omega_c}{\omega_{nyx}} \right) j - \left(\frac{\omega_c}{\omega_{nyx}} \right)^2 \right]} \\ \Phi_{yy}(i\omega) &= \frac{1}{k_{yy} \left[1 + 2\zeta_{yy} \left(\frac{\omega_c}{\omega_{nyy}} \right) j - \left(\frac{\omega_c}{\omega_{nyy}} \right)^2 \right]} \end{aligned} \quad (4.64)$$

Dinamik frezeleme sisteminin toplam yönlendirilmiş transfer fonksiyon matrisi de her bir doğrultudaki transfer fonksiyonları ve ortalama doğrultusal faktörler türünden (3.34) denklemi şeklinde yazılır. Burada da yine eğer kesme sistemi ilerleme (X) ve normal (Y) doğrultularındaki iki serbestlik dereceli olarak düşünüldüğünde ($\Phi_{xy} = \Phi_{yx} = 0$), karakteristik denklem ikinci dereceden bir denklem haline gelir. Böylece dinamik kesmedeki frezeleme sistemi için Bölüm 3.4' deki (3.30)-(3.45) denklemleri arasındaki işlemler yürütüldüğünde sistemin kararlılık lobları çizdirilir.

4.4. Takım Ucunun Batmasından Oluşan Süreç Sönümlenme Modeli

Bölüm 4.1' de anlatıldığı gibi kesme sisteminin DKM' si kurularak kesilme açısı (φ)' nin dinamik kesmedeki değişimine bağlı olarak statik ve dinamik kesme katsayıları elde edilmiştir. Bölüm 4.2' deki (4.37) denklemlerinden de görüldüğü gibi sistemin yapısal sönümlenmeleri, elde edilen dinamik katsayılara bağlı olarak değişmektedirler. Bölüm 4.1' de oluşturulan DKM, Bölüm 4.2 ve 4.3' de sırasıyla tornalama ve frezeleme operasyonları için uygulanmıştır. Bu uygulamalar sırasında da DKM' den kaynaklanan bir süreç sönümlemenin meydana geldiği görülmüştür. Ayrıca düşük ve orta mil hızlarında kesici takım ucunun dalgalı iş parçası yüzeyine batmasından kaynaklanan süreç sönümlemenin meydana geldiği de bilinmektedir (Lee et al.,1995, Tlustý, 2000). Bu durumun da Şekil 4.4' de görüldüğü gibi dinamik kesme modeline ilavesiyle daha komplike bir süreç sönümlenme modeli elde edilmiştir.



Şekil 4.4. Komplike süreç sönümlenme modeli.

Geliştirilen bu süreç sönümlenme modeline göre kesici takım ucunun (x) ve (y) doğrultularındaki hareket denklemleri, (4.1) denklemlerine benzer şekilde aşağıdaki gibi yazılır,

$$\begin{aligned} m_x \ddot{x}(t) + c_x \dot{x}(t) + k_x x(t) &= F(t) \sin(\beta_n + \delta) = -F_{xTop}(t) \\ m_y \ddot{y}(t) + c_y \dot{y}(t) + k_y y(t) &= F(t) \cos(\beta_n + \delta) = -F_{yTop}(t) \end{aligned} \quad (4.65)$$

Burada her iki doğrultudaki toplam dinamik kuvvetler Şekil 4.4' e göre;

$$\begin{aligned} F_{xTop}(t) &= -(F_x(t) + f_{cx}(t)) \\ F_{yTop}(t) &= -(F_y(t) + f_{cy}(t)) \end{aligned} \quad (4.66)$$

şeklinde yazılırlar. Burada, (4.66) denklemlerindeki $f_{cx}(t)$ ve $f_{cy}(t)$ terimleri takım ucunun iş parçasının dalgalı yüzeyine batmasından doğan her iki doğrultudaki batma kuvvetleri olup aşağıdaki gibi ifade edilirler,

$$f_{cx}(t) = c_{px} \dot{x}(t) \quad ; \quad f_{cy}(t) = c_{py} \dot{y}(t) \quad (4.67)$$

Bu kuvvetlerin hesaba katılmasıyla sistemin her iki doğrultudaki hareket denklemleri aşağıdaki gibi düzenlenir,

$$\begin{aligned} m_x \ddot{x}(t) + c_x \dot{x}(t) + k_x x(t) &= -F_x(t) - f_{cx}(t) \\ m_y \ddot{y}(t) + c_y \dot{y}(t) + k_y y(t) &= -F_y(t) - f_{cy}(t) \end{aligned} \quad (4.68)$$

Batma kuvvetlerinin açık ifadelerinin (4.68) denklemlerinde yerine koyulmasıyla hareket denklemleri,

$$\begin{aligned} m_x \ddot{x}(t) + (c_x + c_{px}) \dot{x}(t) + k_x x(t) &= -F_x(t) \\ m_y \ddot{y}(t) + (c_y + c_{py}) \dot{y}(t) + k_y y(t) &= -F_y(t) \end{aligned} \quad (4.69)$$

şeklinde yazılırlar. Böylece, (4.69) denklemlerinden görüldüğü gibi yapısal sönümlenmelere takım ucunun batmasından kaynaklanan her iki doğrultudaki süreç sönümlenmeleri ilave edilerek toplam sönümlenmeler elde edilir;

$$c_{tx} = c_x + c_{px} \quad ; \quad c_{ty} = c_y + c_{py} \quad (4.70)$$

Takım ucunun dalgalı iş parçası yüzeyine batmasından kaynaklanan süreç sönümlenme modeline daha önce elde edilmiş olan DKM' ye ilave edilirse sistemin her iki doğrultudaki hareket denklemleri (4.31) denklemlerine benzer şekilde aşağıdaki gibi düzenlenir,

$$\begin{aligned} m_x \ddot{x}(t) + c_{tx} \dot{x}(t) + k_x x(t) &= -\tau_s a \lambda_{sx} (h_0 - x + x(t - \tau) + \lambda_{dx} \dot{x} - \lambda_{vx} \dot{y}) \\ m_y \ddot{y}(t) + c_{ty} \dot{y}(t) + k_y y(t) &= -\tau_s a \lambda_{sy} (h_0 - x + x(t - \tau) + \lambda_{dy} \dot{x} - \lambda_{vy} \dot{y}) \end{aligned} \quad (4.71)$$

Burada, (4.71) denklemleri (4.31) denklemlerine benzer denklemlerdir ve (4.32) - (4.36) denklemleri arasındaki düzenlemeler burada da yapılırsa (4.71) denklemleri sonuç olarak aşağıdaki gibi yazılırlar,

Şekil 4.5' deki dinamik sistemin (x) ve (y) doğrultularındaki yer değişimleri hesaplamak için gerekli bağıntılar şu şekilde yazılırlar;

$$\begin{aligned} x(t) &= A_x \sin \omega t \\ x(t - \tau) &= A_x \sin(\omega t - \varepsilon) \end{aligned} \quad (4.73)$$

$$\begin{aligned} y(t) &= A_y \sin(\omega t + \psi) \\ y(t - \tau) &= A_y \sin(\omega t + \psi - \varepsilon) \end{aligned} \quad (4.74)$$

burada A_x ve A_y , sırasıyla (x) ve (y) doğrultularındaki salınım amplitüdüleri, ω , tırlama frekansı, ε , iç ve dış modülasyonlar arasındaki faz farkı, ψ ise, (x) ve (y) doğrultularındaki yer değiştirmelerin faz açısıdır. (4.73) denklemlerinde $x(t) = A_x \sin \omega t$ ve $x(t - \tau) = A_x \sin(\omega t - \varepsilon)$ ise;

$$\begin{aligned} x(t - \tau) &= \frac{x(t)}{\sin \omega t} \sin(\omega t - \varepsilon) \\ x(t - \tau) &= \frac{x(t)}{\sin \omega t} (\sin \omega t \cos \varepsilon - \sin \varepsilon \cos \omega t) \\ x(t - \tau) &= x(t) \cos \varepsilon - \left(\frac{x(t) \sin \varepsilon \cos \omega t}{\sin \omega t} \right) \\ x(t - \tau) &= x(t) \cos \varepsilon - \left(\frac{x(t) \sin \varepsilon \cos \omega t}{\sin \omega t} \right) \\ x(t - \tau) &= x(t) \cos \varepsilon - \left(\frac{x(t) \dot{x}(t) \sin \varepsilon}{A_x \omega \sin \omega t} \right) \\ x(t - \tau) &= x(t) \cos \varepsilon - \left(\frac{\dot{x}(t) \sin \varepsilon}{\omega} \right) \end{aligned} \quad (4.75)$$

şeklinde türetilir. Sistemin her iki doğrultudaki hızları ise aşağıdaki gibidir,

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= A_x \omega \cos \omega t \\ \dot{y}(t) &= A_y \omega \cos(\omega t + \psi) \end{aligned} \quad (4.76)$$

Burada titreşen kesici takım üzerindeki dinamik kuvvet bileşenleri tarafından (x) ve (y) doğrultularında bir enerji üretimi meydana gelmektedir. Üretilen enerjiler aşağıdaki denklemler ile verilirler;

$$E_x = \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} -F_x \dot{x} dt \quad E_y = \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} -F_y \dot{y} dt \quad (4.77)$$

buradaki F_x ve F_y (4.72) ve (4.73) denklemlerine göre;

$$\begin{aligned} F_x &= -a K_f [x(t) - x(t - \tau) + \lambda_{dx} \dot{x}(t) - \lambda_{vx} \dot{y}(t)] \\ F_y &= -a K_t [x(t) - x(t - \tau) + \lambda_{dy} \dot{x}(t) - \lambda_{vy} \dot{y}(t)] \end{aligned} \quad (4.78)$$

şeklinde yazılırlar. Böylece, (4.75) ve (4.76) denklemleri (4.78) denklemlerinde yerlerine yazılırlarsa;

$$\begin{aligned} F_x &= F_{esx} A_x \left[\sin \omega t - \sin(\omega t - \varepsilon) + \lambda_{dx} \omega \cos \omega t - \lambda_{vx} \left(\frac{A_y}{A_x} \omega \cos(\omega t + \psi) \right) \right] \\ F_y &= F_{esy} A_x \left[\sin \omega t - \sin(\omega t - \varepsilon) + \lambda_{dy} \omega \cos \omega t - \lambda_{vy} \left(\frac{A_y}{A_x} \omega \cos(\omega t + \psi) \right) \right] \end{aligned} \quad (4.79)$$

ifadeleri elde edilir. Buradan, (4.76) ve (4.79) denklemleri de (4.77) denklemlerinde yerlerine yazılırsa ve işlemler yürütülürse;

$$\begin{aligned} E_x &= F_{esx} A_x^2 \pi \left[\sin \varepsilon + \lambda_{dx} \omega - \lambda_{vx} \frac{A_y}{A_x} \omega \cos \psi \right] \\ E_y &= F_{esy} A_x A_y \pi \left[(\cos \varepsilon - 1) \sin \psi + (\lambda_{dy} \omega + \sin \varepsilon) \cos \psi - \lambda_{vy} \frac{A_y}{A_x} \omega \right] \end{aligned} \quad (4.80)$$

şeklinde elde edilirler. Burada (4.79) ve (4.80) denklemleri oluşturulurken trigonometrik dönüşüm formlarından faydalanılmıştır. Böylece, (4.80) denklemlerinden her iki doğrultudaki enerjiler kesici takımın süreç sönümlemesini meydana getiren uç

batması olayının hesaba katılmadan tırlama frekansı (ω)'nın civarındaki frekanslarda araştırılarak (ε) ve (ψ)'ye bağlı olarak bulunurlar. Şekil 4.5' de gösterilen takım ucunun batması durumu göz önüne alındığında batmadan dolayı oluşan (x) ve (y) doğrultularındaki batma enerjilerinin hesabı da şu şekilde ifade edilir;

$$E_{bx} = -f_{cx} \Delta x_{i-k} = - \int_0^{\frac{4\pi}{\omega}} f_{cx} \Delta \dot{x}_{i-k} dt$$

$$E_{by} = -f_{cy} \Delta y_{i-k} = - \int_0^{\frac{4\pi}{\omega}} f_{cy} \Delta \dot{y}_{i-k} dt \quad (4.81)$$

burada k , takımın iş parçasının dalgalı yüzeyine batma alanının k adet parçaya ayrılması durumunu ifade eder. Buradaki $\left(\frac{4\pi}{\omega}\right)$ sınırı ise, takımın dalgalı yüzeydeki hareketi sinüsoidal bir eğri olarak göz önüne alınırsa takım bu eğrinin sadece yarı periyodunda batma yapacaktır. Takımın iş parçasının dalgalı yüzeyine batma alanının ve hacminin hesabı ise Şekil 4.5' den;

$$A_k = \left(\frac{\Delta x_{i-k} + \Delta x_{i-k-1}}{2} \right) \Delta y_k$$

$$V_h = a A_k = a \sum_{k=1}^n A_k \quad (4.82)$$

şeklindedir ve buradaki,

$$\Delta x_{i-k} = (x_{i-k} - x_i) - k \Delta y_k \tan \gamma$$

$$\Delta x_{i-k-1} = (x_{i-k-1} - x_i) - (k+1) \Delta y_k \tan \gamma \quad (4.83)$$

şeklinde bulunur. (4.81) denklemlerindeki $f_{cx}(t) = c_{px} \dot{x}(t)$ ve $f_{cy}(t) = c_{py} \dot{y}(t)$ idiler ve bu değerlerin hesabı için sistemin toplam enerjisinden faydalanmak gerekecektir. Sistemin toplam kinetik enerjisi şu şekilde hesaba katılır;

$$E_{kT} = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 = \frac{1}{2} m (L \omega)^2 \quad (4.84)$$

Bu toplam kinetik enerji aynı zamanda sistemin (x) ve (y) doğrultularındaki batma (E_{bx}, E_{by}) ve batma dışındaki (E_x, E_y) enerjilerinin toplamına eşit olacaktır;

$$E_{px} = E_{bx} + E_x = -(F_x + f_{cx})x = -\int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} (F_x + f_{cx}) \dot{x} dt$$

$$E_{py} = E_{by} + E_y = -(F_y + f_{cy})y = -\int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} (F_y + f_{cy}) \dot{y} dt \quad (4.85)$$

$$E_{kT} = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 = \frac{1}{2} m (L \omega)^2 = E_{px} + E_{py} \quad (4.86)$$

burada m , sistemin toplam eşdeğer kütleini, L , kesici takımın bağlanma uzunluğunu ifade etmektedir. (E_{px}, E_{py}) ise sırasıyla (x) ve (y) doğrultularındaki süreç sönmülmesini de içene alan toplam enerjileri gösterirler. (4.85) denklemlerindeki f_{cx} ve f_{cy} 'lerin hesabı için kesme mekaniklerinden faydalanarak aşağıdaki gibi bir formülasyon geliştirilmiştir. Bunun için sistemin birim kesilme hacmi için harcanan kesme ve sürtünme enerjilerinden faydalanılmıştır. Bu enerjilerin hesaplanması sırasıyla aşağıdaki (4.87) denklemleriyle verilmiştir;

$$u_s = \frac{F_s v_s}{v_0 a h} = \tau_s \left(\frac{v_s}{v_0 \cos \Phi} \right); \quad u_f = \frac{F_{t0} v_c}{v_0 a h} = F_{t0} \left(\frac{r_c}{a h} \right) \quad (4.87)$$

Birim kesilme hacmi için harcanan kesme ve sürtünme enerjilerinin toplamı, kesme sisteminin talaş kaldırma sırasında birim hacim için oluşturduğu toplam enerjiye eşit olacaktır. Oluşan toplam enerjinin tornalama için iş parçasının bir periyodunda, frezeleme için ise kesici takımın bir periyodundaki bir tek kesici ucunun iş parçası yüzeyinde almış olduğu yola oranıyla iş parçasının birim hacimdeki spesifik kesilme direnci hesaplanmıştır;

$$f_{sp} = \frac{u_T}{S} = \frac{u_s + u_f}{S} \quad (4.88)$$

İş parçasının birim hacmi için hesaplanan kesilme direncinden faydalanarak kesme sisteminin (x) ve (y) doğrultuları için takım ucunun işlenen dalgalı yüzeydeki saplanma kuvvetleri, (4.89) denklemleriyle hesaplanırlar. Bu batma kuvvetleri, (4.67) denklemlerinde yazılmışlardır. Denklem (4.88)' de hesaplanan (f_{sp}), birim hacim için hesaplandığından kesici takımın Şekil 4.5' deki gibi dalgalı yüzeye batmasıyla oluşan hacim dolayısıyla (x) doğrultusunda bir tepki kuvveti meydana gelecektir. Burada, (y) doğrultusundaki saplanma kuvveti de (x) doğrultusundaki saplanma kuvvetinin iş parçasıyla kesici uç arasındaki ortalama sürtünme katsayısının oranıyla bulunmaktadır (Lee et al.,1995, Bailey, 1975);

$$f_{cx} = f_{sp} V_h \quad ; \quad f_{cy} = f_{cx} \mu_c \quad (4.89)$$

bu denklemlerdeki v_s , kesilme düzlemi üzerindeki kesilme hızı, v_0 , kesme hızı, v_c , talaş hızı, $r_c = \frac{h}{h_c}$, talaş kalınlık oranı, u_s , birim hacim için kesme enerjisi (Nm/m³), u_f , birim hacim için sürtünme enerjisi (Nm/m³), u_T , birim hacim için toplam enerji (Nm/m³), S , tornalamada iş parçasının frezelemede ise kesici takımın bir tam devrinde iş parçasıyla kesici takımın temas kısmının uzunluğu, f_{sp} , iş parçasının spesifik kesilme direnci (N/m³), V_h , kesici takımın iş parçasına batmasıyla oluşan bölgenin

hacmi, μ_c , ortalama sürtünme katsayısıdır. Böylece (4.67) denklemlerindeki c_{px} ve c_{py} ler, (4.80)-(4.86) arasında türetilen enerji denklemlerinin yardımıyla $\Delta \dot{x}_i = \dot{x}(t)$ ile $\Delta \dot{y}_i = \dot{y}(t)$ alınarak ve zaman domenli simülasyon ile takımın ilerleme ve kesme kuvveti doğrultusundaki yer değişimleri bulunarak hesaplanır. Buradan da görüldüğü gibi takım ucunun batmasından kaynaklanan süreç sönümlerinin hesabı için gerekli olan hesaplamalar, takım ucunun dalgalı yüzeye batmasındaki batma hacminin ve iş parçasının malzemesine bağlı olarak değişen spesifik kesilme direncinin bulunması içindir. Böylece, (4.72) denklemleri kullanılarak yapılacak kararlılık analizi, her iki doğrultudaki kesilme açısı (φ)' nin ve takım batmasının hacim (V_h)' nin değişiminden kaynaklanan toplam eşdeğer sönümleme (c_{tsx} ve c_{tsy})' lere göre yapılır. Bu (c_{tsx} ve c_{tsy})' lerin, tornada ve frezede yapılacak modal analiz ve kesme testlerinden belirlenecek kararlı kesme derinlikleri ile mil hızlarında hangi değerleri alacaklarının hesaplanması gerekmektedir. Bu hesaplama da tornalama ve frezelemedeki kararlılık analiz prosedürlerinin tersten işletilmesiyle yapılır. Ayrıca kararlı kesme derinlikleri ile mil hızlarındaki belirlenecek olan toplam eşdeğer sönümlerinin ne kadarının takım batmasından ve ne kadarının kesilme açısının değişiminden oluştuğu da bulunur.

5. SÜREÇ SÖNÜMLEME KATSAYILARININ HESABI

Süreç sönmleme konusunda literatürdeki şimdiye kadar yapılan çalışmalarla, düşük kesme hızlarında tırlama titreşiminde süreç sönmlemelerin meydana geldiği anlaşılmış ancak bu sönmlemelerin nasıl ve ne kadar olduğu gösterilememiştir. Bu konuda Tlusty ve Heczko tarafından yapılan bir çalışmada süreç sönmleme kuvvetinin, dinamik kesme sırasında işlenmiş dalgalı yüzey ve takım boşluk açısının ara yüzeyinde olduğu kabul edilerek dinamik kesme modeli oluşturulmuştur (Tlusty and Heczko, 1980). Dinamik kesme prosesi için transfer fonksiyonunun formülasyonu yaklaşımı biçiminde bir batma kuvveti modeli de Wu tarafından verilmiştir (Wu, 1989). Yine son zamanlarda düşük mil hızlarında kesme sisteminin kararlılığında süreç sönmlemelerin etkisi de hesaba katılarak hız bağımlı bir kuvvet modeli, Dilley ve arkadaşları tarafından verilmiştir (Dilley et all, 2005). Ancak literatürdeki bunlar ve diğer araştırmalarda süreç sönmleme değerlerinin bulunması hakkında bir modelleme yapılmamıştır. Düşük ve orta kesme hızlarında meydana gelen süreç sönmlemelerinin neden ve nasıl oluştuğunun tam olarak anlaşılmasından, bunların kesme sisteminin yapısal sönmlemesine ne kadar etki ettikleri de bulunamamıştır. Ancak kesme kararlılığının tam olarak hesaplanabilmesi için süreç sönmlemesinin modellenmesi gereklidir. Süreç sönmleme kuvvetinin neden ve nasıl üretildiğinin bilinmesine rağmen de lineer olmaması nedeniyle tam olarak bir model kurulamamış ve analitiksel bir çözüm geliştirilememiştir. Burada belirtilmesi gereken bir nokta da süreç sönmlemesinin genellikle düşük hızlarda görülmesine rağmen aslında titreşim frekansına bağı olarak orta kesme hızlarında da önemli olabildiğidir. Özellikle batmadan kaynaklanan sönmlemeler malzeme ile takım yan yüzeyi arasındaki temastan ortaya çıktıkları için temas alanı titreşim dalga boyuna bağı olarak değişmektedir. Titreşim dalga boyu ne kadar kısa olursa bu alan o kadar artmaktadır. Dalga boyunun, kesme hızının tırlama frekansına oranı olduğu düşünöldüğünde en azından teorik olarak yüksek tırlama frekansları için çok düşük olmayan hızlarda da belli bir miktarda süreç sönmleme görölebilmektedir. Yüksek hızda kesmenin (high speed machining) yaygınlaşmaya başlamasına rağmen hala birçok süreç, değişik nedenlerle düşük veya orta kesme hızlarında yapılmaktadır. Bu nedenler genellikle tezgah, takım ve malzemen

kaynaklanmaktadır. Yüksek hızlı tezgahların son 10-15 yıl içinde yaygınlaşmaya başladığı düşünüldüğünde sanayide hala birçok konvansiyonel veya düşük hızlı tezgah olduğu anlaşılabilir. Ayrıca, genelde havacılık ve savunma sanayilerinde kullanılan ama tüketici ürünlerinde de yaygın kullanım bulmaya başlayan titanyum ve nikel alaşımları gibi malzemelerin yüksek hızda kesilmesi, ortaya çıkan yüksek kesme sıcaklıkları ve dolayısı ile takım ömrünün aşırı azalması nedenleri ile pek mümkün değildir. Ekonomik nedenlerle kullanılan kesici takım malzemesi de kullanılacak kesme hızlarını sınırlamaktadır. Bunlara ek olarak, bazı uygulamalar da işlenen parça yüzey kalitesi ve kalıcı gerilmeler nedenleri ile düşük kesme hızlarında yapılmaktadırlar. Sonuç olarak, süreç sönümlenmesi, süreç kararlılığı için hem endüstriyel hem de akademik yönlerden araştırılması hala önemli bir konudur.

Bu çalışmanın dördüncü bölümünde anlatıldığı gibi komplike bir süreç sönümlenme modeli (SSM), dinamik kesme sisteminin kesilme açısı (ϕ)' nin değişiminden ve takım ucunun dalgalı yüzeye batmasından kaynaklandığı hesaba katılarak oluşturulmuştur. Bu değerlerin, tornada ve frezede yapılacak modal analiz ve kesme testlerinden belirlenecek kararlı kesme derinliklerinde ve mil hızlarında nasıl değerlerler alacaklarının belirlenmesi gerekmektedir. Bu belirleme, tornalama ve frezelemedeki kararlılık analiz prosedürlerinin tersten işletilmesiyle yapılır. Ayrıca, bu prosedür ile toplam süreç sönümlenme oranlarının değerlerinin bulunmasından sonra bunların ne kadarının takım batmasından ve ne kadarının da kesilme açısının değişiminden kaynaklandığı bulunabilir.

5.1. Süreç Sönümlenme Katsayılarının Belirlenmesi

Dinamik kesmedeki takım ucunun titreşiminden dolayı kesme sırasında kesilme açısı (ϕ)' nin değişiminden ve takım ucunun kesilen dalgalı yüzeye batmasından dolayı oluşan süreç sönümlenme katsayılarının da hesaba katıldığı komplike bir model dördüncü bölümde verilmiştir. Bu modele göre toplam süreç sönümlenmesi, kesilme

açısının değişimine ($\zeta_{s\phi}$) ve batmadan gelen (ζ_{sb}) sönümlenme oranlarının toplamına eşittir;

$$\zeta_{sT} = \zeta_{s\phi} + \zeta_{sb} \quad (5.1)$$

Bu süreç sönümlenmelerine de yapısal sönümlenmelerin ilave edilmesiyle toplam sönümlenme oranı da şu şekilde yazılır;

$$\zeta_T = \zeta_{sy} + \zeta_{s\phi} + \zeta_{sb} \quad (5.2)$$

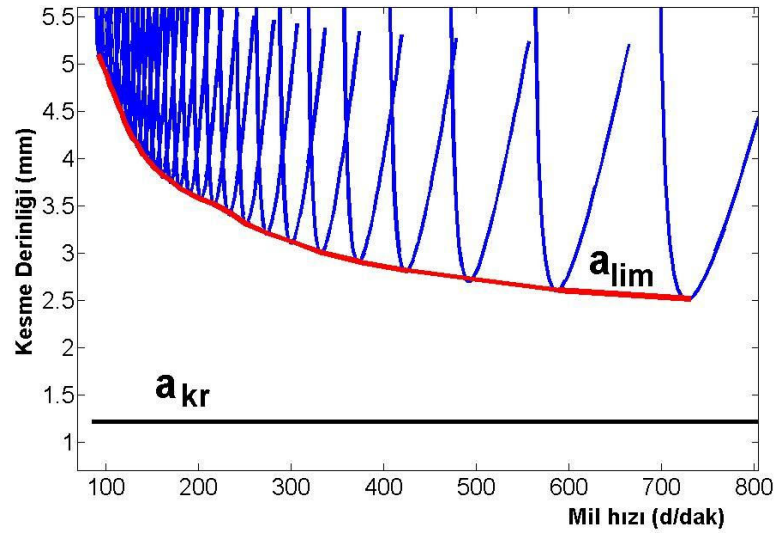
bu ifadenin dinamik denklemlerdeki yerine yazılma durumu (4.72) denklemlerinde (c_{ts}) şeklinde verilmiştir. Değişik tezgah mili devirleri ve kararlı kesme derinlikleri için bu toplam sönümlenme oranlarının ve süreç sönümlenme oranlarının belirlenmesi tornalama ve frezeleme operasyonları için KD'lerin elde edilmesinde kullanılan hesaplama prosedürünün tersten işletilmesiyle yapılır.

5.2. Tornalamada Süreç Sönümlenmelerinin Belirlenmesi

Tornalama operasyonları için KD'lerin elde edilmesinde kararlı kesme derinliğinin bulunması şu şekilde hesaplanmaktadır;

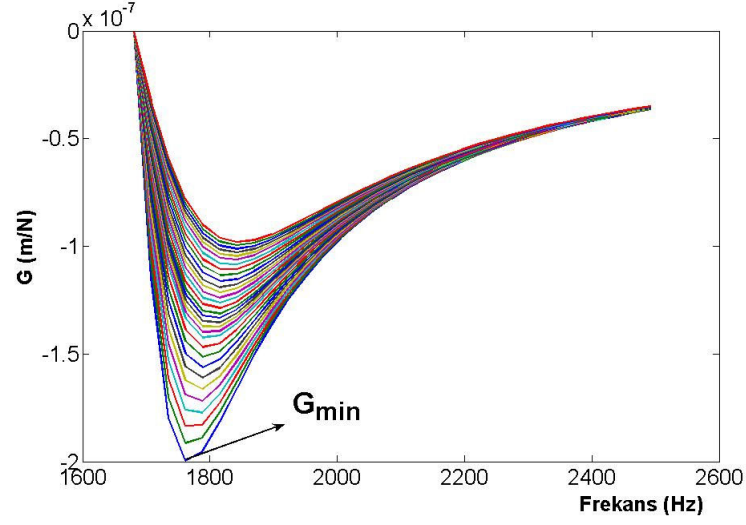
$$a_{lim} = \frac{-1}{2K_f G_{min}(\omega)} \quad (5.3)$$

burada kararlı kesme derinliği olan (a_{lim}) değerleri tornalama tezgahında değişik kesme hızları için düşük mil devirlerinde yapılan kesme testlerinden elde edilir. KD'deki lobların en alt noktalarındaki kararlı kesme derinlikleri göz önüne alınır. Buna göre lobların en alt noktalarından geçen asimtotik eğri altında kalan bölge kararlı kesme bölgesi olacaktır. Bu durum Şekil 5.1' de verilmiştir.



Şekil 5.1. Tornalamada kararlılık lobları ve kararlı kesme derinliği belirlenmesi.

Şekil 5.1’ deki kararlı kesme derinlikleri (a_{lim}) eğrisidir. Tornalama sisteminin yapısal sönümlemesine göre çizilen kararlı kesme derinlikleri ise kritik kesme derinliği olarak adlandırılır ve (a_{kr}) çizgisi ile gösterilmiştir. Buradaki kararlılık loblarının en alt noktalarındaki kararlı kesme derinlikleri tornalama sisteminin TF’ sinin reel kısmının minimum (G_{min}) noktalarına karşılık gelen değerlerdir. Bu durum Şekil 5.2’ de gösterilmiştir. Burada süreç sönümlenme oranının artmasına bağlı olarak (G_{min}) noktalarının da arttığı görülmektedir. Sistemin TF’ sinin reel kısmı (G)’ nin grafiğindeki minimum noktalarının her biri kararlılık loblarındaki en alt noktalara karşılık gelmektedir. Bu grafikteki (G_{min}) noktalarının karşılık geldiği frekans değerleri, tırlama frekansları (ω_t)’ na ve (G) eğrilerinin sıfıra eşit olduğu frekans değeri ise sistemin doğal frekansı (ω_n)’ na karşılık gelmektedir.



Şekil 5.2. Tornalamada sistemin TF' sinin (G_{min}) noktalarının belirlenmesi.

Bir tornalama sisteminin TF' sinin reel kısmının hesaplanması için (n) serbestlik derecesine sahip bir sistem göz önüne alındığında toplam (G);

$$G_T(\omega) = G_1(\omega) + G_2(\omega) + \dots + G_n(\omega) = G_{min}(\omega) \quad (5.4)$$

şeklinde yazılır. İSD bir sistem için ise (G_{min}) noktalarının yakalanmasında bu ifade aşağıdaki gibi düzenlenir;

$$G_{min}(\omega) = G_1(\omega) + G_2(\omega) \quad (5.5)$$

Buradaki $G_1(\omega)$ ve $G_2(\omega)$ ' nin açık biçimdeki yazılımı (4.57) denklemlerinde verilmiştir. Buna göre (5.5) denklemi şu şekilde yazılır;

$$G_{min}(\omega) = \frac{1}{k_x} \left[\frac{(1-r_1^2)}{[(1-r_1^2)^2 + (2\zeta_x r_1^2)]} \right] + \frac{1}{k_y} \left[\frac{(1-r_2^2)}{[(1-r_2^2)^2 + (2\zeta_y r_2^2)]} \right] \quad (5.6)$$

Bu (5.6) denklemindeki terimler aşağıdaki gibi kısaltılabilir;

$$R_1 = (1 - r_1^2), R_2 = (1 - r_2^2), R_{11} = 2r_1^2 k_x, R_{22} = 2r_2^2 k_y, R_{1kx} = R_1^2 k_x, R_{2ky} = R_2^2 k_y$$

Bu basitleştirmeler ile (5.6) denklemini aşağıdaki gibi yazılır;

$$G_{min}(\omega) = \frac{R_1 (R_{2ky} + R_{22} \zeta_y) + R_2 (R_{kx} + R_{11} \zeta_x)}{(R_{1kx} + R_{11} \zeta_x)(R_{2ky} + R_{22} \zeta_y)} \quad (5.7)$$

Yine (5.7) denklemindeki ifadeler açılıp aşağıdaki basitleştirmeler yapılabilir;

$$A = R_1 R_{2ky} + R_2 R_{1kx}, B = R_{1kx} R_{2ky}, C = R_1 R_{22}, D = R_2 R_{11}, E = R_{11} R_{22}$$

$$F = R_{11} R_{2ky}, G = R_{22} R_{1kx}$$

Böylece (5.7) denklemini;

$$G_{min}(\omega) = \frac{A + C \zeta_y + D \zeta_x}{B + E \zeta_x \zeta_y + F \zeta_x + G \zeta_y} \quad (5.8)$$

haline gelir. Bu denklem aşağıdaki gibi açıldığında;

$$A + C \zeta_y + D \zeta_x - G_{min}(\omega)(B + E \zeta_x \zeta_y + F \zeta_x + G \zeta_y) = 0 \quad (5.9)$$

Burada,

$$A_1 = A - G_{min}(\omega)B, B_1 = C - G_{min}(\omega)G, C_1 = D - G_{min}(\omega)F, D_1 = G_{min}(\omega)E$$

biçiminde yazılırlar ise, bu basitleştirmelere göre (5.9) denklemini şöyle düzenlenir,

$$A_1 + B_1 \zeta_y + C_1 \zeta_x - D_1 \zeta_x \zeta_y = 0 \quad (5.10)$$

Bu denklemden (ζ_y) terimi çekildiğinde,

$$\zeta_y = \frac{A_1 + C_1 \zeta_x}{D_1 \zeta_x - B_1} \quad (5.11)$$

Burada, (ζ_y) terimi (ζ_x) türünden yazılmış olur. Ancak (5.10) denkleminde de görüldüğü gibi bu denklemde iki bilinmeyen vardır. Bu denklemin çözümlenebilmesi için bir denklem daha gerekmektedir. Bu amaç için Şekil 5.2' den de görüldüğü gibi her bir (G) eğrisinin (G_{min}) noktalarını yakalamak için aşağıdaki denklem yazılır;

$$G_{i\min}(\omega) = \frac{-1}{4k_i \zeta_i (1 + \zeta_i)} \quad (5.12)$$

Sistem İSD olarak göz önüne alındığından;

$$G_{1\min}(\omega) = \frac{-1}{4k_x \zeta_x (1 + \zeta_x)} \quad ; \quad G_{2\min}(\omega) = \frac{-1}{4k_y \zeta_y (1 + \zeta_y)} \quad (5.13)$$

Buradan da görüldüğü gibi $(G_{1\min})$ ve $(G_{2\min})$ noktaları birbirinden bağımsız iki noktadır. Böylece (5.10) denkleminin çözümlenebilmesi için ikinci bir denklem yazılamamaktadır. Ancak tırlama frekansı sistemin baskın modunun doğal frekansına yakın olduğundan ve kesme testleriyle belirlenen kararlı kesme derinlikleri sistemin baskın modunun doğal frekansı ile tırlama frekansının arasındaki frekans değerlerinin taranmasıyla bulunur (Altintas, 2000). Bundan dolayı kesme testleriyle elde edilen kararlı kesme derinlikleri ve tırlama frekansı, sistemin baskın moduna göre elde edilen değerlerdir. Böylece sistem BSD olarak göz önüne alınıp sistemin sönümlenme oranının nasıl değiştiği incelenebilir. Örneğin buradaki baskın mod (x) doğrultusundaki mod olarak ele alınacak olursa;

$$G_{\min}(\omega) = G_{1\min}(\omega) = \frac{-1}{4k_x \zeta_x (1 + \zeta_x)} \quad (5.14)$$

şeklinde ifade edilir. Bu denklemden sönümlenme değerleri ikinci dereceden bir denklemin köklerinin bulunmasıyla elde edilir;

$$\zeta_x^2 + \zeta_x + \frac{1}{4k_x G_{min}(\omega)} = 0 \quad (5.15)$$

Burada (G_{min}) ve (k_x) değerleri bilinen sabit değerler olduğundan denklemin son terimi;

$$SB(\omega) = \frac{1}{4k_x G_{min}(\omega)} \quad (5.16)$$

olarak yazılırsa (5.15) denklemini aşağıdaki gibi düzenlenir;

$$\zeta_x^2 + \zeta_x + SB(\omega) = 0 \quad (5.17)$$

Sistemin sönümlenme oranının nasıl değiştiğini bulabilmek için (5.17) denkleminin pozitif reel kökleri sönümlenme oranlarını verecektir. Buradan da görüldüğü gibi eğer kesme sistemi, bir serbestlik dereceli olarak göz önüne alınırsa sönümlenme oranı yine aynı yöntem ile bulunur.

Değişik kesme hızları ve/veya tezgah devirlerindeki kararlı kesme derinliklerinin kesme deneyleriyle bulunmasından dolayı tornalama sisteminin transfer fonksiyonunun reel kısmının belirlenmesinden sonra imajiner kısmının da elde edilmesi yine sistemin KD' lerinin çizdirilmesi prosedürünün ters yönde işletilmesiyle elde edilebilir. Bunun için önce tezgah mili periyodu ($\tau[s]$)' nun (3.13) denklemden bulunmasıyla başlanır;

$$\tau = \frac{60}{n} \quad (n \text{ [d/dak]}) \quad (5.18)$$

yine (3.13) denkleminde dalgalı kesme yüzeyindeki iç ve dış dalgalar arasındaki faz gecikmesi ($\varepsilon[rad]$) aşağıdaki gibi bulunur;

$$\varepsilon = 2\pi(\omega_i \tau - k) \quad (k = 0, 1, 2, \dots) \quad (5.19)$$

burada $(\omega_i [Hz])$, tırlama frekansıdır. Buradan hareketle sistemin TF' sinin faz açısı $(\psi [rad])$,

$$\psi = \frac{\varepsilon - 3\pi}{2} \quad (5.20)$$

şeklinde bulunur. Sistemin TF' sinin imajiner kısmının bulunması ise (3.11) denkleminde şu şekilde çekilir;

$$H(\omega_i) = G(\omega_i) \tan(\psi) \quad (5.21)$$

buradaki $\tan(\psi)$ terimi (4.57) denklemlerinden de yararlanılarak aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$\tan(\psi) = \frac{H(\omega)}{G(\omega)} = \frac{-2\zeta r}{1-r^2} \quad (5.22)$$

buradaki $r = \omega_i / \omega_n$ şeklindedir. Buradan da görüldüğü gibi (5.19) denklemindeki tırlama frekansı (ω_i) , sistemin doğal frekansı ile maksimum bir tırlama frekansı arası taranarak gerekli işlemler yapılır.

5.3. Frezelemede Süreç Sönümlerinin Belirlenmesi

Frezeleme operasyonlarındaki süreç sönümlerinin bulunabilmesi için yine tornalama operasyonunda olduğu gibi sistemin KD' lerinin çizdirilmesindeki prosedür tersten işletilir. KD' deki kararlı kesme derinliklerini veren ifade (3.42) denkleminde verilmiştir. Kararlı kesme derinliklerine karşılık gelen devir sayıları da (3.45) denklemindeki gibi şu şekilde yazılır;

$$\tau = \frac{1}{\omega_t} (\varepsilon + 2\pi k) \quad ; \quad n = \frac{60}{N \tau} \quad (5.23)$$

Bu denklemdeki ($\tau [s]$) ve ($\varepsilon [rad]$) değerleri kesme testlerinden elde edilen ($n [d/dak]$) ve ($\omega_t [Hz]$) değerlerine göre;

$$\tau = \frac{60}{N n} \quad ; \quad \varepsilon = \omega_t \tau - 2\pi k \quad (k=0, 1, 2, \dots) \quad (5.24)$$

şeklinde bulunabilir. ($\varepsilon [rad]$) değerinin çözülmesiyle ($\psi [rad]$) değeri de aşağıdaki gibi çözülür;

$$\psi = \frac{\pi - \varepsilon}{2} \quad (5.25)$$

Buna göre (3.42) denklemdeki (κ) değeri de (3.43) denklemiyle bulunur. Denklem (3.42)'deki frezeleme sisteminin transfer fonksiyonunun karakteristik denkleminin reel kökleri (Λ_R),

$$\Lambda_R = \frac{a_{lim} N K_t}{-2\pi(1 + \kappa^2)} \quad (5.26)$$

biçiminde çözümlenir. Frezeleme sisteminin TF' sinin karakteristik denkleminin imajiner kökleri (Λ_I) ise (3.41) denkleminden çekilerek bulunur. Eğer sistem ilerleme (X) ve normal (Y) doğrultularındaki iki dik kesme serbestlik dereceli ise yani ($\Phi_{xy} = \Phi_{yx} = 0$) ise, karakteristik denklem ikinci dereceden bir fonksiyon haline gelecektir. (Λ_R) ve (Λ_I)' in çözümlenmesiyle (3.37) karakteristik denkleminin kökleri $\Lambda = \Lambda_R + j\Lambda_I$ olarak belirlenmiş olur. Bu karakteristik denklemin katsayıları olan (a_0) ve (a_1) Matlab programıyla bulunur. Frezeleme sisteminin (X) ve (Y) doğrultularındaki TF' leri (Φ_{xx}) ve (Φ_{yy}) ise aşağıdaki denklemlerden çekilerek bulunur;

$$\begin{aligned}
a_0 &= \Phi_{xx}(i\omega_t)\Phi_{yy}(i\omega_t)(\alpha_{xx}\alpha_{yy} - \alpha_{xy}\alpha_{yx}) \\
a_1 &= \alpha_{xx}\Phi_{xx}(i\omega_t) + \alpha_{yy}\Phi_{yy}(i\omega_t)
\end{aligned} \tag{5.27}$$

Bu denklemlerde $(\alpha_{xx}\alpha_{yy} - \alpha_{xy}\alpha_{yx}) = \alpha_F$ olarak alınıp bu ifade kısaltılırsa;

$$\alpha_{xx}\alpha_F\Phi_{xx}^2 - a_1\alpha_F\Phi_{xx} = -\alpha_{yy}a_0 \tag{5.28}$$

Bu ikinci dereceden denklemden (Φ_{xx}) değerleri bulunarak (5.27) denklemlerinden de (Φ_{yy}) çekilerek hesaplanır. (5.27) ve (5.28) denklemlerindeki (α_{xx}) ve (α_{yy}) değerleri,

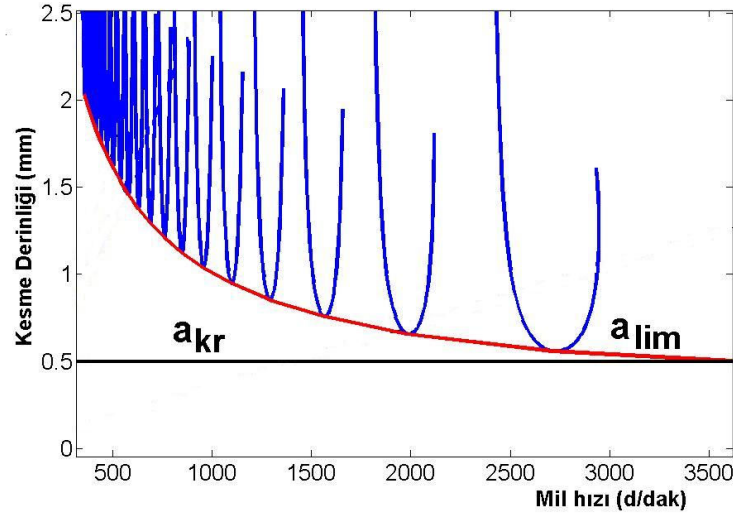
$$\begin{aligned}
\alpha_{xx} &= \frac{1}{2}[\cos 2\phi - 2K_r\phi + K_r \sin 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \\
\alpha_{yy} &= \frac{1}{2}[-\cos 2\phi - 2K_r\phi - K_r \sin 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}}
\end{aligned} \tag{5.29}$$

ifadeleriyle bulunabilmektedir. (α_F) ifadesi ise (3.28a) denklemlerinden bulunur. Kesme testleri sırasında kararlı kesme derinlikleri ve mil devirleri için oluşan toplam süreç sönmülemeleri, frezeleme sisteminin ilerleme (X) ve normal (Y) doğrultularında yazılan TF' lerinin ifadelerinden çekilerek hesaplanır. Her iki doğrultudaki TF' leri sistemin (X) ve (Y) doğrultularında da bir serbestlik dereceli olarak $(\Phi_{xy} = \Phi_{yx} = 0)$ kabul edilmesiyle aşağıdaki gibi yazılır;

$$\Phi_{xx} = \frac{1}{k_x [1 + 2\zeta_x j(r_x - r_x^2)]} ; \quad \Phi_{yy} = \frac{1}{k_y [1 + 2\zeta_y j(r_y - r_y^2)]} \tag{5.30}$$

Bu denklemlerdeki $r_{x,y} = \frac{\omega_{t,x,y}}{\omega_{n,x,y}}$ şeklindedir. Şekil 5.1' e benzer biçimde frezeleme operasyonundaki deneysel sonuçlarla elde edilmiş olan KD' leri ve bu lobların minimum noktalarından geçen limit kararlı kesme sınırını gösteren asimtotik eğrinin çizilmesi Şekil 5.3' de verilmiştir. Burada aynı zamanda düşük ve orta kesme

hızlarında meydana gelen proses sönümlerinin hesaba alınmadan oluşan kritik kesme derinliği de gösterilmiştir.

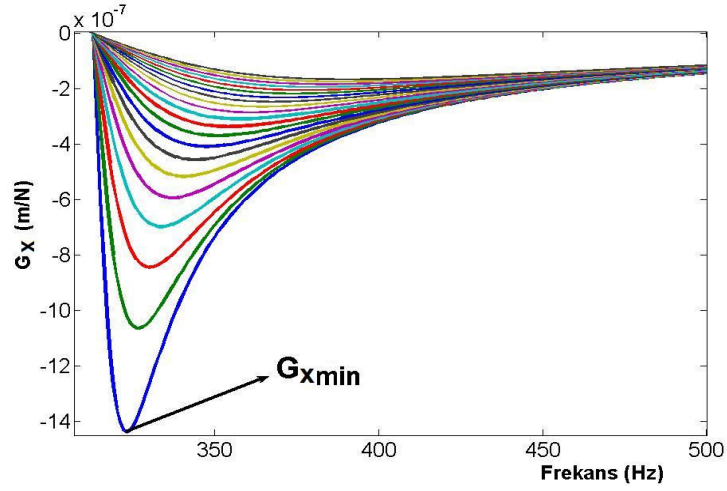


Şekil 5.3. Frezelemede kararlılık lobları ve kararlı kesme derinliği belirlenmesi.

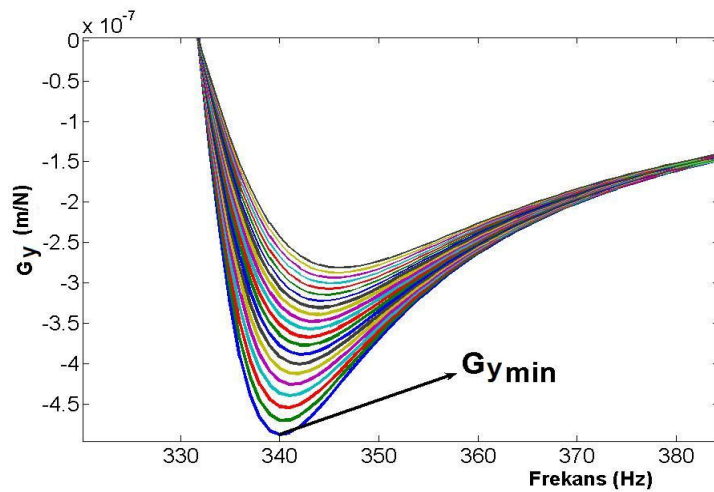
Frezeleme operasyonunda da tornalama operasyonuna benzer biçimde sistemin TF' sinin reel kısmının belirlenmesinde (G_{min}) noktalarının tespit edilmesi (5.27) ve (5.28) denklemleri kullanılarak bulunur. Bunun için öncelikle frezeleme sisteminin ilerleme (X) ve normal (Y) doğrultularındaki (Φ_{xx}) ve (Φ_{yy}) TF' lerinin reel kısımları alınıp bu değerler (5.13) denklemlerindeki (G_{min}) değerlerine eşitlenir. Böylece (5.13) denklemleri yardımıyla yapılan kesme testlerinden elde edilmiş olan kararlı kesme hızları ile derinliklerine karşılık gelen her iki doğrultudaki (G_{min}) değerlerinden toplam süreç sönümlenme oranları, toplam sönümlenme oranlarından yapısal sönümlenme oranlarının çıkartılmasıyla bulunur;

$$\zeta_{Tpx} = \zeta_{Tx} - \zeta_x \quad ; \quad \zeta_{Tpy} = \zeta_{Ty} - \zeta_y \quad (5.31)$$

Şekil 5.3' de verilen kararlı kesme hızı ve derinlikleri için çizilmiş olan kararlılık loblarının minimum noktalarına karşılık gelen kesme sisteminin her iki doğrultusundaki (G_{min}) değerlerinin nasıl değiştiği Şekil 5.4 ve Şekil 5.5' de verilmiştir.



Şekil 5.4. Frezelemede (X) doğrultusunda sistemin TF' sinin (G_{min}) noktalarının belirlenmesi.



Şekil 5.5. Frezelemede (Y) doğrultusunda sistemin TF' sinin (G_{min}) noktalarının belirlenmesi.

KD' lerin çizdirilmesindeki prosedürün tersten uygulanması sırasında kararlı mil hızları ve kesme derinliklerine karşılık gelen (5.26) denklemindeki (κ) ' nin çözümü, frezeleme sisteminin (X) ve (Y) doğrultusundaki transfer fonksiyonlarının reel kısımları tedrici olarak arttırılarak yapılır. Bu arttırma işleminde, başlangıç değerleri olarak sistemin her iki doğrultusundaki yapısal sönümlenmelere bağlı $(G_{x_{min}})$ ve $(G_{y_{min}})$ noktaları alınır ve Şekil (5.4) ile Şekil (5.5)' den görüldüğü gibi bu değerler artacağından $(G_{x_{min}} = 0)$ ve $(G_{y_{min}} = 0)$ olana kadar belirlenen bölüm sayısı kadar arttırma işlemi uygulanır. Aynı zamanda yine sistemin yapısal sönümlenmelerine bağlı olarak her iki doğrultudaki TF' lerinin imajiner kısımlarının $(H_{x_{min}})$ ve $(H_{y_{min}})$ noktaları tespit edilir. Kararlı mil hızları ve kesme derinlikleri için bu değerler de artacağından reel ve imajiner kısımlar arasındaki orantıdan her bir $(G_{x_{min}})$ ve $(G_{y_{min}})$ değerleri için $(H_{x_{min}})$ ve $(H_{y_{min}})$ değerleri hesaplanır. Böylece sistemin her bir nokta için (X) ve (Y) doğrultularındaki TF' leri elde edilmiş olur. Buradan da frezeleme operasyonlarında KD' lerin çizdirilmesindeki prosedür kesme testlerinde elde edilen kararlı kesme derinliklerinin yakalanması için uygulanır. Bu şekilde kararlı kesme derinliklerine karşılık gelen (κ) değerleri bulunabilmektedir.

Burada KD' nin çizdirilmesi için iş parçası malzemelerinin kesilme katsayılarının (K_f) bulunması (5.3) denkleminde faydalanılarak yapılır. Bu denklemindeki (G_{min}) değeri kesme sisteminin modal analiz testinin yapılmasıyla TF' sinden elde edilebilmektedir. (a_{lim}) değeri ise iş parçası malzemesi kesilirken turlamanın başladığı kesme derinliği olarak hesaba katılmaktadır. Tortalama operasyonu ile yapılan kesme deneylerinden iş parçası malzemelerinin K_f değerleri ortalama olarak, Ç-1010 için $1 \times 10^{+9} \text{ N/m}^2$, Ç-1050 için $1,3 \times 10^{+9} \text{ N/m}^2$ ve Al-7075 için $0,7 \times 10^{+9} \text{ N/m}^2$ olarak hesaplanmıştır. Böylece tornalama ve frezeleme operasyonlarındaki kararlılık analizi problemlerinin çözümlenmesinde, kullanılan malzemelere göre bu katsayı değerleri hesaba katılmıştır.

6. SÜREÇ SÖNÜMLEME ORANLARININ AYRIŞTIRILMASI

Tornalama ve frezeleme operasyonlarında kesme testleriyle elde edilen kararlı mil hızları ve kesme derinlikleri için bulunan süreç sönmleme oranları, kesme sisteminin toplam süreç sönmleme oranları (ζ_{sT})' dırlar. Bu toplam süreç sönmleme oranı, dinamik kesme sisteminin kesilme açısı (φ) ve kesici takımın kesme ucunun dalgalı yüzeye batmasından oluşan batma hacmi (V_h)' nin değışiminden kaynaklanan süreç sönmleme oranlarını içermektedir. Bu bakımdan toplam süreç sönmleme oranı (ζ_{sT}), kesilme açısının değışimiyle ($\zeta_{s\varphi}$) ve batma hacminin değışimiyle (ζ_{sb}) oluşan süreç sönmlemelerinin toplamına eşit olacaktır. Bu durum (5.1) denklemiyle verilmiştir. Kesme sisteminin toplam sönmlemeleri (ζ_T) ise sistemin yapısal sönmlemelerine toplam sönmleme oranının ilave edilmesiyle bulunabilir. Bu durum da denklem (5.2)' de verilmiştir. Dinamik kesme sisteminin (ζ_T)' a göre hareket denklemlerinin yazılması da (4.72) denklemlerinde verilmiştir. Bu denklemlerdeki toplam sönmleme sabitlerinin içerdđi dinamik kesme sisteminin kesilme açısı (φ)' nin değışiminden kaynaklanan sönmleme sabitlerinin statik kesme katsayılarına göre açık ifadeleri aşağıdaki gibidir;

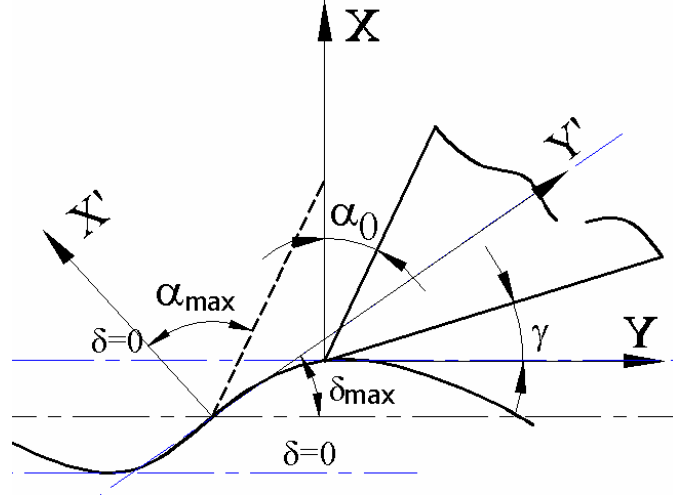
$$c_{\varphi x} = a_{lim} K_f \lambda_{sx} \quad ; \quad c_{\varphi y} = -a_{lim} K_t \lambda_{sy} \quad (6.1)$$

Dinamik kesme katsayılarına göre açık ifadeler ise;

$$c_{vy} = -a_{lim} K_f \lambda_{vx} \quad ; \quad c_{dy} = a_{lim} K_t \lambda_{dy} \quad (6.2)$$

şeklindedir. Burada, (6.1) ve (6.2) denklemlerindeki (K_f) ve (K_t) ile statik (λ_x, λ_y) ve dinamik ($\lambda_{vx}, \lambda_{dy}$) katsayılarının açık ifadeleri (4.28) ile (4.30) denklemleri arasında verilmiştir. Statik ve dinamik katsayıların hesaplanmasındaki (C) sabitinin elde edilmesi (4.7) bağıntısıyla verilmiştir. Dinamik kesme sisteminin kesilme açısı (φ)'

nin değişimi, kesici takım ucunun talaş açısının Şekil 6.1' deki gibi değişimine bağlı olarak incelenmiştir.



Şekil 6.1. Dalgalı yzeyde takım ucunun talaş açısının değişimi.

Şekil 6.1' den de görüldüğü gibi kesici takım ucu takım titreşim hareketi sinisoidal bir eğri olarak göz önüne alındığında, hareketin $\left(\frac{1}{4}\right)$ ' lk periyodunda (4.81) enerji denklemlerinin elde edilmesinde olduğu gibi maksimum batma hacmine ulaşacaktır. Buna göre, bir dalga tepesinden ve dip noktasından geçen teğetlerin eğimleri ($\delta = 0$) olacaktır. Dalganın orta noktasının teğetinin eğimi ise ($\delta = max$) değerini alacaktır. Dalganın her noktasındaki eğim değerleri (4.3) ile (4.5) denklemleri arasında anlatıldığı gibi;

$$\tan \delta = \frac{\dot{x}}{V_0 + \dot{y}} \quad ; \quad \delta = \tan^{-1} \left(\frac{\dot{x}}{V_0 + \dot{y}} \right) \quad (6.3)$$

şeklinde hesaplanır. Burada, (6.3) denklemlerindeki (\dot{y}), (V_0) hızına göre çok küçük değerler alacağından (δ) ifadesi yaklaşık olarak;

$$\delta \cong \tan^{-1} \left(\frac{\dot{x}}{V_0} \right) \quad (6.4)$$

bağıntısıyla hesaplanabilir. Buradaki (\dot{x}) ise, (4.76) denklemlerinden bulunur. Şekil 6.1' den takımın talaş açısının değişimi;

$$\alpha_i = \alpha_0 + \delta \quad (6.5)$$

denklemiyle bulunur. Kesme testleri belirli bir ilerleme oranı ile yapıldığından daha önce yapılan statik kesme testleriyle iş parçası malzemesine göre değişik ilerleme oranları için ölçülen talaş kalınlıklarından talaş kalınlık oranları (r_{c01}) değerleri bulunur. Böylece (4.19) denkleminde benzer biçimde takım ucunun $\left(\frac{1}{4}\right)$ lük periyodu için kesilme açısı;

$$\varphi_{0i} = \tan^{-1} \frac{r_{c01} \cos \alpha_i}{1 - r_{c01} \sin \alpha_i} \quad (6.6)$$

şeklinde hesaplanır. Şekil 6.1' den de görüldüğü gibi dalganın diğer yarı periyodu için (δ) değerleri bir önceki yarı periyodun simetriği olacağından (φ_{0i}) değerleri de simetrik olarak değişecektir. Dinamik $(\lambda_{vx}, \lambda_{dy})$ katsayıların hesabında gerekli olan (η_v) katsayısı da (4.21) ve (4.22) denklemlerinden bulunmaktadır. Böylece (6.1) ve (6.2) denklemleriyle, kesme testlerinde elde edilmiş olan değişik mil hızları için saptanan kararlı kesme derinliklerine göre kesilme açısının değişimine bağlı sönümlenme oranları $(\zeta_{s\varphi})$ elde edilir. Kesme testleriyle elde edilen tırlama frekansları, dinamik kesme sisteminin baskın modunun doğal frekansının üst değerlerinde olduğundan kesme sisteminin bu baskın moda tırladığı kabul edilir. Böylece dinamik kesme sistemi bir serbestlik dereceli olarak göz önüne alınabilir ve (5.2) denkleminde de (ζ_{sb}) değerleri bulunur.

6.1. Tornalamada Süreç Sönümlenme Oranlarının Ayrıştırılması

Tornalamada İSD olarak düşünülen dinamik kesme sisteminin toplam sönümlenme katsayılarına göre hareket denklemlerinin yazılması (4.72) denklemlerindeki gibi olacaktır. Yapılan modal analiz testleri sonucunda tornalama sisteminin BSD olduğu görülmüştür. İSD bir kesme sistemi olarak elde edilmiş olsa dahi tırlama frekansının baskın modun doğal frekansının dolayında olacağından sistem bir serbetlik dereceli olarak alınacaktır. Bu baskın modun da dinamik kesme sisteminin ilerleme (X) doğrultusunda olacağı açıktır. Buna göre (4.72) denklemlerinden;

$$m_x \ddot{x}(t) + c_{tsx} \dot{x}(t) + k_x x(t) + c_{vy} \dot{y}(t) = F_{esx} (x(t) - x(t - \tau)) \quad (6.7)$$

ifadesi yazılabilir. Buradaki ($\dot{y}(t) \cong 0$) olarak alınabileceğinden (6.7) denklemi;

$$m_x \ddot{x}(t) + c_{tsx} \dot{x}(t) + k_x x(t) = F_{esx} (x(t) - x(t - \tau)) \quad (6.8)$$

şeklinde yazılır. Buradaki (c_{tsx}) ifadesi, yapısal sönümlenme (c_x), kesilme açısının değişiminden oluşan ($c_{\varphi x}$) ve takım ucunun batması dolayısıyla batma hacminin değişiminden oluşan (c_{px}) ifadelerini içermektedir. (c_x), modal analiz testleriyle elde edilen değerdir ve bilinmektedir. ($c_{\varphi x}$)' in çözümü ise, (6.3) ile (6.6) denklemleri arasındaki prosedür işletilerek yapılır. (c_{px}) değerleri ise, yine (5.2) denkleminde bulunur. Bu sönümlenme değerlerinin kesme testleriyle elde edilen kararlı kesme derinlikleri için sönümlenme oranı türünden değerleri;

$$\zeta_i = \frac{c_i}{2\sqrt{k_x m_x}} \quad (6.9)$$

ifadesiyle hesaplanır.

6.2. Frezelemede Süreç Sönümleme Oranlarının Ayrıştırılması

Frezeleme sisteminde de tornalamaya benzer biçimde, freze çakısının j kesici ucu göz önüne alındığında bu ucun ilerleme (X) ve aynı ucun kesme sırasında Şekil 4.2' den de görüldüğü gibi $\phi_j = 90^\circ$ lik dönüşüyle (Y) doğrultularındaki hareket denklemleri;

$$\begin{aligned} m_x \ddot{x}(t) + c_{tsx} \dot{x}(t) + k_x x(t) &= F_{esx} (x(t) - x(t - \tau)) \\ m_y \ddot{y}(t) + c_{tsy} \dot{y}(t) + k_y y(t) &= F_{esy} (y(t) - y(t - \tau)) \end{aligned} \quad (6.10)$$

şeklinde yazılır. Buradaki birbirine dik her iki doğrultudaki kesilme açısının değişiminden oluşan ($c_{\phi x,y}$) ve takım ucunun batması dolayısıyla batma hacminin değişiminden oluşan ($c_{px,y}$) süreç sönümlerinin bulunmasında, sistemin tırlama frekansının her iki doğrultudaki baskın modlarının üzerinde yakın değerlerde oluşacağından, sistem her iki doğrultuda da birer serbestlik derecesine sahip şekilde ele alınmalıdır. Yapılan modal analiz testleri sonucunda her iki doğrultudaki yapısal sönümler ($c_{x,y}$) bilinmektedir. Böylece ayrı ayrı her iki doğrultu için de ($c_{\phi x,y}$)' lerin bulunması yine (6.3) ile (6.6) denklemleri arasındaki prosedür işletilerek yapılır. ($c_{px,y}$)' lerin çözümü de (5.2) denkleminin her iki doğrultu için uygulanmasıyla yapılır.

6.3. Süreç Sönümleme Oranlarının Doğrulanması

Süreç sönümleme oranlarının doğrulanması, aynı zamanda (ζ_{sT})' lerin ve bu toplam süreç sönümleme oranını oluşturan ($\zeta_{s\phi}$) ile (ζ_{sb})' ların elde edilmesinde kullanılan işlem prosedürlerinin doğrulanması anlamına gelmektedir. Bu doğrulama işlemi, (4.28)-(4.30) arası denklemlerdeki statik ve dinamik katsayıların bulunmasında kullanılan (C) sabitinin ve (4.89) denklemlerinde kullanılan (f_{sp}) spesifik kesilme

direnci sabitinin doğrulanmasıyla yapılır. Böylece kararlı kesme derinlikleri için (ζ_{sT}) 'lerin oluşumunu etkileyen her iki işlem prosedürü de doğrulanmış olacaktır. Bu amaç için (4.81) ile (4.86) denklemleri arasındaki enerji denklemlerinden ve hacim hesabı denklemlerinden yararlanılacaktır. Daha önce de bahsedilen sebeplerden dolayı, tornalamada sistem ilerleme doğrultusunda (X) ve frezelemede ise hem ilerleme (X) , hem de $\phi_j = 90^\circ$ ' lik dönüşüyle (Y) aksenal doğrultuları için baskın modlarda birer serbestlik dereceli olarak göz önüne alınacaklardır. Burada Bölüm 6.1 ve 6.2' deki işlemler ile tornalamada (c_{ϕ_x}) , (c_{px}) ve frezelemede $(c_{\phi_{x,y}})$, $(c_{px,y})$ katsayıları bilindiğinden, tornalama için (4.67) denklemlerinden ilerleme (X) doğrultusu için;

$$f_{cx}(t) = c_{px} \dot{x}(t) \quad (6.11)$$

yazılır ve $(f_{cx}(t))$ ' ler bulunur. Frezeleme için ise her iki doğrultu için (4.67) denklemleri;

$$f_{cx,y}(t) = c_{px,y} \dot{x}(t) \quad (6.12)$$

şeklinde yazılarak batma kuvvetleri hesaplanır. Böylece, (4.86) denklemindeki toplam süreç sönmülmesi dolayısıyla oluşan dinamik kesme enerjisi ifadesi tornalama için;

$$E_{kT} = \frac{1}{2} m_x \dot{x}^2 = \frac{1}{2} m_x (L\omega)^2 = E_{px} \quad (6.13)$$

denklemleriyle ve frezeleme için ise her iki aksenal doğrultu için;

$$E_{kT} = \frac{1}{2} m_{x,y} \dot{x}^2 = \frac{1}{2} m_{x,y} (L\omega)^2 = E_{px,y} \quad (6.14)$$

denklemleriyle verilir. Bu denklemlerdeki (E_{px}) ve/veya $(E_{px,y})$ ifadeleri (4.85) denklemlerinden hesaplanır. Burada, (4.85) denklemlerindeki takım ucunun

batmasından dolayı oluşan kesme enerjileri ($E_{bx,y}$), (4.81) denklemlerinde (6.11) veya (6.12) ve (4.82) ifadeleri yerine koyularak bulunur. Böylece, (4.85) denklemlerinden kesilme açısının değişiminden dolayı oluşan kesme enerjileri ($E_{x,y}$) çekilerek bulunabilir. Burada (4.77) denklemlerindeki kuvvetler;

$$E_{x,y} = -F_{x,y} \Delta x, y \quad (6.15)$$

denklemlerinden çekilerek hesaplanırlar. Buradaki, tornalama için (Δx), frezeleme için ($\Delta x, y$) değerleri, Şekil 6.1' den görüldüğü gibi kesici takım ucu hareketinin $\left(\frac{1}{4}\right)$ ' lük periyoduna kadar değer alırlar. Böylece, (4.80) denklemlerinden (E_x) değeri hesaplanırken takım ucunun kesme sırasında sadece bir modta titreştiği göz önüne alındığından bu denklemdeki ($A_y = 0$) alınırsa denklem;

$$E_{x,y} = F_{esx,y} A_{x,y}^2 \pi [\sin \varepsilon + \lambda_{dx,y} \omega] \quad (6.16)$$

haline gelir. Burada daha önce de belirtildiği gibi $F_{esx,y} = a_{lim} \tau_s \lambda_{sx,y}$ şeklinde alınır. Böylece (6.15) ve (6.16) denklemleri (4.32) ile (4.34) arası denklemlere göre,

$$E_{x,y} = -F_{esx,y} \Delta x, y \quad (6.17)$$

şeklinde yazılır. Buradan yine tornalamada ilerleme doğrultusu için (E_x), frezelemede hem ilerleme hem de takımın $\phi_j = 90^\circ$ ' lik dönüşüyle (Y) aksenal doğrultuları için ($E_{x,y}$)' ler ayrı ayrı çözülür. (6.17) denklemindeki eşdeğer kuvvet sadece bir doğrultu için aşağıdaki gibi yazılır;

$$F_{esx} = a_{lim} \tau_s \lambda_{sx} \quad (6.18)$$

Burada a_{lim} , kesme testleriyle belirlenen kararlı kesme derinlikleridir. Buradaki eşdeğer kuvvet (F_{ess}), (6.17) denkleminde belirlenir. Kesilme gerilmesi (τ_s) ise, (6.6) denkleminde verilen kesilme açısı (φ_0)' nin değişimine göre (4.13) denkleminde faydalanılarak bulunur. Buradaki, (6.18) denkleminde bilinmeyen değer olarak statik kesme katsayısı (λ_{sx}) kalmaktadır ve bu denklemden çekilerek bulunur. Statik kesme katsayısından faydalanılarak hesaplama prosedürünün doğruluğunun araştırılması için gerekli olan (C^*) sabit değeri bulunur ve ilk bulunan (C) değeri ile karşılaştırılır. Öncelikle statik kesme katsayısı (λ_{sx}), (4.28) denklemlerinden aşağıdaki gibi yazılır;

$$\lambda_{sx} = \frac{\sin(C^* - 2\varphi_0)}{\sin \varphi_0 \cos(C^* - \varphi_0)} \quad (6.19)$$

Bu denklemin pay ifadesi trigonometrik fark formülleriyle açılırsa;

$$\lambda_{sx} \sin \varphi_0 = \frac{\sin(C^*)\cos(2\varphi_0) - \cos(C^*)\sin(2\varphi_0)}{\cos(C^* - \varphi_0)} \quad (6.20)$$

haline gelir. Yine denklemin payındaki kesilme açısı ($2\varphi_0$) değeri, (4.7) denkleminde çekilerek (C^*) türünden ifade edilebilir ve bu denklemde daha önce de bahsedildiği gibi kısaltma için $\beta_{n0} = \beta_{s0} - \alpha_0$ şeklinde alınabilir. Bu düzenlemeler ve tekrar trigonometrik fark formüllerinden yararlanılarak gerekli sadeleştirmeler yapıldığında (6.20) denkleminin;

$$\lambda_{sx} \sin \varphi_0 = \frac{\sin(\beta_{n0})}{\cos(C^* - \varphi_0)} \quad (6.21)$$

biçimini alır. Buradaki (β_{n0}) değerinin (α_0)' a göre değişeceği düşünülür. Buradan (C^*) değerinin hesabı ise;

$$C^* = \cos^{-1} \left(\frac{\sin(\beta_{n0})}{\lambda_{sx} \sin(\varphi_0)} \right) + \varphi_0 \quad (6.22)$$

şeklinde yapılır. Böylece, hesaplama prosedürünün doğruluğunun araştırılması için diğer parametre olan (f_{sp}) spesifik kesilme direnci sabitinin doğrulanması yapılmalıdır. Bu amaçla (6.11) denkleminde $(f_{cx,y}(t))$ ' ler bulunursa (4.89) denkleminde de (f_{sp}^*) karşılaştırma değeri aşağıdaki gibi çekilerek hesaplanır;

$$f_{sp}^* = \frac{f_{cx}(t)}{V_h} \quad (6.23)$$

Buradaki takımın batma hacmi olan (V_h) değeri, (4.82) ve (4.83) denklemleri uygulanarak bulunur. Daha önce de belirtildiği gibi tüm bu işlemler takım ucunun dalga tepesinden $(1/4)$ ' lük periyoduna kadar yapılır. Bu işlemlerden hesaplanan (C^*) ve (f_{sp}^*) karşılaştırma değerleri daha önceki işlemlerle hesaplanan (C) ve (f_{sp}) değerleriyle kesilme açısının değişiminden ve takım batmasının hacim değişiminden kaynaklanan hesaplama prosedürlerinin ayrı ayrı doğruluğu saptanmış olur.

Bu tez çalışmasının buraya kadar ve bundan sonra toplam süreç sönümlerinin bulunmasında, bunların ayrıştırılmasında ve geliştirilmiş olan dinamik kesme modelinin doğruluğunun araştırılmasında izlenen ve izlenecek işlemler sırası aşamalı olarak aşağıdaki algoritma ile verilmiştir.

1. Aşama: Dinamik kesme sırasında kesilme açısının değişiminden ve takım ucunun dalgalı yüzeye batmasından kaynaklanan süreç sönümlerinin kesme sisteminin dinamik denklemlerinde ifade edilmesi için komplike DKM' nin geliştirilmesi.

2. Aşama: Tornalama veya frezeleme operasyonlarında kesme sisteminin yapısal sabitlerinin elde edilmesi için modal analiz testlerinin yapılması. Bu testler tornalamada ve frezelemede değişik takım uzunlukları için yapılır.
3. Aşama: Tornalama veya frezeleme operasyonu için değişik iş parçası malzemeleri, kesici takım uzunlukları ve mil hızlarında kararlı kesme derinlik sınırları tespit edilir. Ayrıca bu kesme şartları altında meydana gelen tırlama titreşim frekanslarının tespiti yapılır.
4. Aşama: Belirlenen kararlı kesme derinliklerinin sınır değerlerindeki tornalama ve frezeleme operasyonları için Bölüm 5' de anlatıldığı gibi KD' nin çizdirilmesi prosedürünün tersten işletilerek dinamik kesme sisteminin toplam süreç sönümlenme oranları hesaplanır.
5. Aşama: Tornalamada titreşimsiz bir kesme derinliği, belirli ilerleme oranı ve kesme hızında statik kesme testleri, değişik iş parçası malzemeleri için yapılarak malzemelerin kesilme katsayıları ve talaş sıkışma oranları elde edilir. İş parçası malzemelerinin kesilme katsayılarının bulunması, kararlı kesme derinliği belli olan bir kesme sistemi için (6.3) denkleminde çözülür. Bu denklemdeki TF' nin negatif reel kısmı da yapılan modal analiz testleriyle elde edilmektedir. Bu statik kesme testiyle ayrıca kesme sisteminin diğer mekanikleri de elde edilebilir.
6. Aşama: Kesme sistemlerinin toplam süreç sönümlenme oranlarının ayrıştırılması, Bölüm 6' da verildiği gibi tornalama ve frezeleme operasyonları için gerçekleştirilir. Kesilme açısının değişiminden gelen süreç sönümlenme oranının hesaplanmasında DKKK' lar, Bölüm 4' de anlatıldığı gibi bulunur. Ayrıştırma işlemlerinde göz önüne alınan (a_{lim}) değerleri de kesme testlerinde elde edilmiş olan değerlerdir. Ayrıca denklem (6.15) ve (6.17) ile verilen enerji denklemlerindeki takım ucunun yer değiştirmesi $(\Delta x, y)$ değerleri de kesme sisteminin zaman domenli simülasyonu yapılarak takım ucunun amplitüdüleri bulunarak elde edilir. Takım ucunun batmasından kaynaklanan süreç

sönümleme oranları hesabı için de Bölüm 4.4' deki prosedür uygulanır. Her iki prosedür de aynı simülasyon içerisinde uygulanarak değişik mil devirleri için saptanan (a_{lim}) değerlerine karşılık gelen süreç sönümler ayrıştırılarak hesaplanmış olur. Burada dikkat edilmesi gereken konu, her iki etkenden elde edilen süreç sönümlerinin toplamı daha önce elde edilmiş olan toplam süreç sönümlerine eşit ya da çok yakın değerler olmalıdır.

7. Aşama: Süreç sönümleme değerlerinin bulunması için uygulanan işlem prosedürünün ve geliştirilmiş olan komplike DKM' nin doğruluğunun saptanması için de Bölüm 6.3' deki işlem sırası uygulanır.
8. Aşama: Bu aşamalardan sonra ve daha önemlisi süreç sönümleme oranlarının ayrıştırılmasından sonra süreç sönümleme oranlarının, kesilme açısının değişiminden mi veya takım ucunun dalgalı yüzeye batmasından dolayı mı daha çok etkilendiği görülebilir. Böylece, değişik tırlama titreşimi frekansları, iş parçası malzemeleri ve mil hızlarında çalışılması durumlarında süreç sönümlerinin bağımlılığı incelenmiş olur.

7. LABORATUAR ÇALIŞMALARI

Laboratuvar çalışmalarında, geliştirilen matematiksel modelin geçerliliği farklı malzemeler, farklı uzunlukta bağlanan kesici takımlar ve farklı kesme şartları altında araştırılmıştır. Laboratuvar çalışmaları, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Takım Tezgahları laboratuvarında yapılmıştır. Bu laboratuvardaki manuel TOS torna tezgahı ve manuel dik eksenli TOS frezeleme tezgahı kullanılmıştır. Düşük ve orta mil hızlarında kesme testleri yapılarak kararlı kesme derinlikleri saptanmaya çalışılmıştır. Tornalama ve frezeleme operasyonlarındaki kesme testleri, Ç-1010, Ç-1050 ve Al-7075 malzemeleri için yapılmıştır. Tornalamadaki ve frezelemedeki kesme sistemlerinin modal analizleri Cut-Pro 8.0 bilgisayar yazılımı kullanılarak çekiçleme tekniğiyle yapılmıştır. Farklı malzemeler, kesici takım uzunlukları ve kesme şartlarında yapılan kesme testleriyle tırlama frekansı, tırlamadan dolayı oluşan sesin bir mikrofon yardımıyla kaydedilip LabView 7.1 bilgisayar yazılımıyla işlenerek belirlenmiştir.

7.1. Deneysel Metot

Deneysel çalışmaların amacı, tornalama ve frezeleme operasyonlarında düşük ve orta kesme hızlarında kesme sisteminde meydana gelen toplam süreç sönümlenme oranlarının tespit edilmesidir. Toplam süreç sönümlenme oranlarının tespiti, bu çalışmanın beşinci bölümünde anlatıldığı gibi KD' deki (a_{im}) asimtotik eğrisi ile (a_{kr}) doğrusu arasındaki farktan faydalanarak yapılır. Bu amaçla, öncelikle KD' deki (a_{kr}) doğrusunun elde edilmesi için kesme sisteminin eşdeğer kütle (m), yay sabiti (k), yapısal sönümlenme oranı (ζ_y), doğal frekans (ω_n) gibi yapısal sabitlerin bulunması gerekmektedir. Bunun için, kesme sisteminin tornalama için ilerleme doğrultusu (X), frezeleme için ilerleme doğrultusu (X) ve ilerleme doğrultusuna 90° dik olan (Y) doğrultularında ivme ölçer bağlanarak karşı tarafından da impuls çekiçi ile vurularak çekiçleme testleri yapılır. Bu çekiçleme testi sırasında alınan datalar bir notebook bilgisayara kurulmuş olan Cut-Pro 8.0 yazılımı ile işlenerek yapısal sabitler elde edilir.

Sonrasında değişik kesme hızlarında geçerli kesme sisteminin kararlı kesme derinliği sınırlarının (a_{lim}), kesme testleriyle belirlenmesi gerekmektedir. Bu kararlı kesme derinlik sınırlarının belirlenmesi, kesme testi yapılan iş parçasında değişik mil hızlarında kesme derinliklerinin tedrici olarak arttırılmasıyla yapılır. Kararlı kesme derinlik sınırının belirlenmesi, bir mikrofon yardımıyla tırlamanın çıkardığı sesin kaydedilip LabView 7.1 programlama dilinde yapılan program vasıtasıyla işletilip sistemin doğal frekansına yakın ve biraz üzerindeki tırlama frekansının yakalanmasıyla sağlanır. Kesme sisteminin modal yapısal sabitlerinin ve kararlı kesme derinliği sınırlarının tespit edilmesi için yapılan çekiçleme ve kesme testleri, değişik modal yapısal sabitlerine sahip kesme sistemlerine de uygulanarak değişik kesme şartlarındaki toplam süreç sönümlenmeleri elde edilmiştir. Kesme sisteminin modal yapısal sabitlerinin değiştirilmesi, kesici takım kesitinin ve bağlama uzunluğu (L)' nin değiştirilmesiyle sağlanmıştır. Bundaki amaç, değişik kesme şartları altında kesme sisteminin toplam süreç sönümlenme oranlarının nasıl değiştiiğinin araştırılmasıdır. Ayrıca, toplam süreç sönümlenme oranlarının iş parçası malzemesine göre de nasıl değiştiiğinin araştırılması için kesme testlerinde Ç-1010, Ç-1050 ve Al-7075 olmak üzere üç değişik malzeme kullanılmıştır. Kesme testleri, dik kesme mekaniklerine uygulanmıştır ve süreç sönümlenme oranlarının tespitinin belirli bir ilerleme oranında tespit edilmesi için ilerleme oranı tüm kesme testlerinde sabit tutulmuştur. Çekiçleme ve ses testlerinde kullanılan cihazlar ve bilgisayar yazılımlarının özellikleri Bölüm 7.2' de verilmiştir.

7.2. Kullanılan Materyaller ve Özellikleri

Laboratuardaki deneysel çalışmalar, tornalama ve frezeleme operasyonlarında kesme sistemlerinin yapısal sabitlerinin belirlenmesi için yapılan modal analiz testleriyle başlamıştır. Sonrasında hali hazırda bulunan sistemin kararlı kesme hızlarının ve derinliklerinin tespiti için kesme testleri yapılmıştır. Bu testler sırasında kullanılan cihazların bazı önemli özellikleri Çizelge 7.1' de verilmiştir.

Çizelge 7.1. Deneylerde kullanılan cihazların özellikleri

Cihaz	Ölçüm aralığı	Hassasiyet	Güç gereksinimi	Diğer Özellikler
Kistler İmpus Çekiçi	0-500 N	10 mV/N	20-30 V giriş ±5 V çıkış	27.0 kHz Resonant frekans
Kistler İvme Ölçer	- 5....+5 g	104.3 mV/g	5 V	40.0 kHz Resonant frekans
NI- DAQ Kart	16 giriş/2 çıkış	500 kS/s	5 V	12 bit Multifunction
Mikrofon	40-18000 Hz		11-52 V	

Modal analiz ve kesme testleri sırasında Çizelge 7.1’ de verilmiş olan cihazlar bir DAQ dinamik sinyal şartlandırıcıya bağlanmıştır. Bu dinamik sinyal şartlandırıcı, ilk iki kanalı impact modal titreşim testlerindeki genel DAQ için kullanılan dört analog kanala sahiptir. Diğer iki kanal yine modal titreşim testlerindeki genel DAQ için kullanılabilir gibi ayrıca BNC ve Microdot kablolarla yapılan testler için de kullanılmaktadır. Bu çalışmada yapılan testler için MALDSCO2 model dinamik sinyal şartlandırıcı kullanılmıştır. Bu testlerde mikrofon, kesme sırasında oluşan tırlama titreşiminin meydana getirdiği sesin kaydedilmesi ve LabView 7.1 yazılımında yapılan program ile tırlama titreşiminin frekansını tespit edilmesinde kullanılmıştır. Mikrofon bir kablo vasıtasıyla dinamik şartlandırıcının üçüncü kanalına bağlanmıştır. İmpuls çekiçi ile dinamik sinyal şartlandırıcı arasındaki shielded kablo, her iki ucu BNC bağlantılı 1 m uzunluğunda 1511 – 903159 tipli Kistler kablodur. İvme ölçer ile dinamik sinyal şartlandırıcı arasındaki shielded kablo da bir ucu BNC diğer ucu UNF bağlantılı 2 m uzunluğunda 1761B2 – 903216 tipli Kistler kablodur. DAQ kart ile dinamik sinyal şartlandırıcı arasındaki kablo ise National Instrument SHC68 – 68 – EPM tipli her iki ucu da soket bağlantılı ana kablodur.

Çekiçleme testlerinden alınan veriler Cut-Pro 8.0 yazılımı vasıtasıyla işlenip mevcut kesme sisteminin yapısal sabitleri elde edilmiştir. Bu yazılım, off-line kesme prosesi optimizasyonu için geliştirilmiş analitik ve zaman domenli bir kesme prosesi simülasyonu yazılım paketidir. Tırlama titreşimlerini, dinamik kesme kuvvetlerini,

takım ve iş parçası titreşimlerini, yüzey pürüzlülüğü, mil gücü, mil eğilme momenti, talaş kalınlığı ve eğilebilir takım ve iş parçası şartları altında proses kararlılığını simüle edebilmektedir. Bu çalışmada, frezeleme, sıcaklık, modal analiz, MALTF, MALDAQ, Spindle ve iç çap işleme modüllerini içeren Cut-Pro 8.0 yazılımı kullanılmıştır. Çalışılmakta olan kesme hızlarında kararlı kesme derinliği sınırlarının ve tırlama frekansının tespit edilebilmesi için de LabView 7.1 yazılımı kullanılmıştır. Bu yazılım da, osiloskop ve çoklu ölçü aletleri gibi fiziksel aletlerin benzer işlemlerini gerçekleştiren yazılım programıdır. Cihazlardan alınan deney verilerini depolayarak ve bunları ayrıntılı şekilde işleyerek, analiz edebilen bir yazılımdır. Bu çalışmada, LabView 7.1' de tırlama titreşiminin oluşturduğu ses verisini işleyen bir program oluşturularak kesme sisteminin kararlı kesme derinliği sınırları, tırlama frekansları saptanmıştır. Tornalama ve frezelemede yapısal sabitlerin saptanması için modal analiz testleri ve tırlama frekansının belirlenmesi için yapılan ses testlerinin nasıl yapıldıkları her bir operasyon için Bölüm 7.3 ve 7.4' de verilmiştir.

7.3. Tornalama Operasyonlarındaki Deneysel Çalışmalar

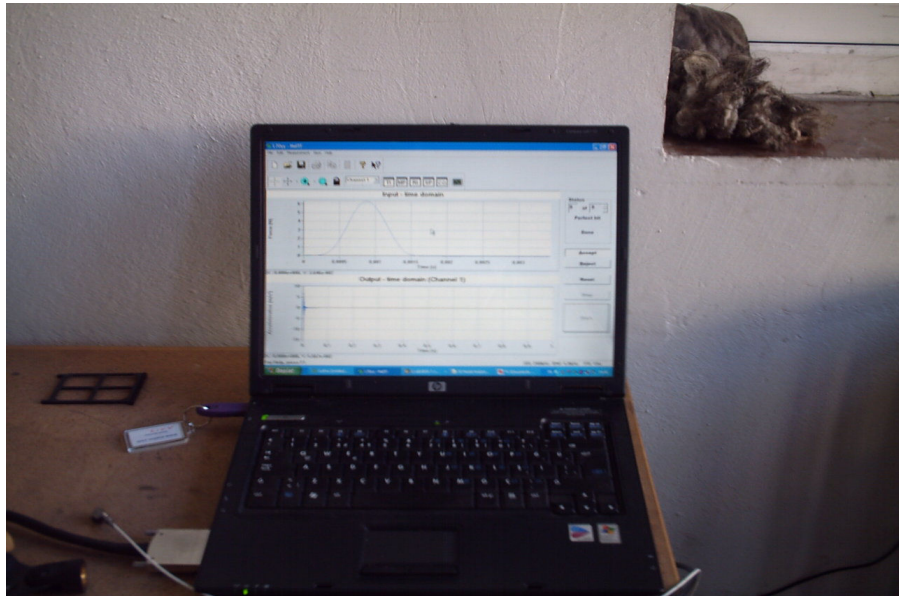
Tornalama operasyonlarında öncelikle kesme sisteminin yapısal sabitlerinin belirlenmesi için modal analiz testleri yapılmıştır. Bu testler, tornalamadaki kesme işlemlerinin yapılacağı katerlerin farklı uzunluklarda takım tezgahının kesme sistemine bağlanması durumlarında çekiçleme testleriyle yapılmıştır. Modal analiz ve kesme testlerinde iki farklı kesite sahip kater kullanılmıştır. Kullanılan katerlerin boyutları, 20×20×130 ve 25×25×130 mm' dir. Farklı kesitli katerlerin kullanılmasının nedeni her iki kesitli kater arasındaki yapısal sabitlerin nasıl değiştiklerini görmek ve süreç sönmülemeye olan etkisinin nasıl olduğunun incelenmesi içindir. Deneyler için dik kesme mekaniklerinin ve kararlılık analizinin uygulanması istendiğinden, katerlerin iş parçasına yanaşma açısı 90° olacak şekilde katerler seçilmiştir. Katere takılan kesici ucun talaş açısı da 0°' dir ve boşluk açısı ise 7°' dir. Bu katerlerden 20×20 mm kesite sahip olanı tornalama tezgahına sırasıyla bağlama uzunluğu (L), 70; 80; 90; 100; 110 mm uzunluklarda bağlanmıştır. Bunlardan 25×25 mm kesite sahip olanı ise sırasıyla 70; 90; 110 mm uzunluklarda bağlanmıştır. Katerlerin farklı uzunluklarda

bağlanmasının sebebi bu uzunluklar için kesme sisteminin doğal frekansının ve tırlama frekansının nasıl değişebileceğinin araştırılması içindir. Bilindiği gibi tırlama kesme sisteminin baskın modundaki doğal frekansının civarlarında meydana geleceği beklendiğinden kesme işlemlerinde değişik uzunluklarda bağlanan katerin süreç sönümlenmesi de farklı değerler alacaktır. Katerlerin bağlandığı her uzunluk için ayrı ayrı çekiçleme testleri yapılmıştır. Kater, tezgahın bağlama sisteminden herhangi bir uzunlukta iken sökülsün ve tekrar aynı uzunlukta bağlansa dahi yine çekiçleme testi yapılmalıdır çünkü sistem tekrar bağlandığında aynı rijitlikte ve hassasiyette bağlanma ihtimali yok denecek kadar azdır. Bu nedenle yeni sistemin süreç sönümlenmeye etkisi farklı olacaktır. Bundan dolayı, kater önce tezgaha bağlanıp oluşan kesme sisteminin modal analizi yapılarak hemen ardından hiçbir ayarı bozulmadan kesme testine geçilmiştir. Kesme testlerinde Ç-1010, Ç-1050 ve Alüminyum (Al-7075) malzemeleri kullanılmıştır. Farklı iş parçası malzemesinin kullanımının nedeni ise, kesme sırasında oluşan toplam süreç sönümlenme oranlarının değişik malzemelere göre nasıl değişebildiklerinin araştırılması içindir. Kesme testleri yapılırken tezgahın en yüksek ayna devrinden başlanarak sırasıyla daha düşük ayna devirlerine düşülerek tırlamanın başladığı kesme derinliği yakalanmaya çalışılmıştır. Tırlama titreşiminin oluşmaya başladığı kararlı kesme derinliğinin yakalanması, çalışılan kesme hızında kesme derinliğinin yavaşça artırılmasıyla yapılmıştır. Tırlamanın meydana gelmeye başladığı kararlı kesme derinliği sınırında oluşan sesin mikrofona ile kaydedilip tırlama frekansı yakalandığında (a_{lim}) değeri belirlenmiş olur. Kesme testlerinde kullanılan silindirik iş parçalarının çapları 60 mm dir. Bu çap değerinden başlanarak kesme derinliği de tedrici olarak artırılmasıyla tırlamanın başladığı derinlik ve geçerli mil devri için çapa bağlı olarak değişen ortalama kesme hızı tespit edilmiştir. Kesme sırasında tezgaha verilen ilerleme ise talaş derinliğine bağlı olarak kesme kuvvetinin artacağından takıma gelen yükün makul bir seviyede kalması bakımından takım tezgahı üzerindeki uygun bir ilerleme seçilmiştir. Bu ilerleme miktarı, bu bakımdan mümkün olduğunca minimum olarak seçilmiştir. Seçilen ilerleme değeri 0,06 mm/dev' dir. Bilhassa katerler tezgaha 110 mm uzunluğunda bağlandığında tezgahın ayna devrini de düşük seçtiğimizde tırlamanın başlaması daha yüksek kesme derinliklerinde meydana geldiğinden kesici uç üzerindeki talaş yükü de arttığından kesme sisteminin ayarı bozulmaktadır. Bu gibi

durumların oluşmaması için ilerleme mümkün olduğunca düşük tutulmuştur. Tornalama operasyonlarında yapılan çekiçleme ve ses testlerinin örnek fotoğrafları Şekil 7.1 ve Şekil 7.2' de verilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 7.1. Tornalamada (a) Çekiçleme testi, (b) PC görüntüsü.



(a)



(b)

Şekil 7.2. Tornalamada (a) Mikrofon testi, (b) PC görüntüsü.

7.4. Frezeleme Operasyonlarındaki Deneysel Çalışmalar

Tornalama operasyonlarında olduğu gibi frezeleme operasyonlarında da öncelikle kesme sisteminin yapısal sabitlerinin belirlenmesi için modal analiz testleri yapılmıştır. Bu testler, freze parmak çakısının farklı uzunluklarda takım tezgahının kesme sistemine bağlanması durumlarında çekiçleme testleriyle yapılmıştır. Frezeleme çakısı, çapı $\varnothing 20$ mm, toplam uzunluğu $L_t = 100$ mm, kanallı boy uzunluğu $l = 35$ mm, helis açısı 45° , sağ yönlü kesici helisli, kesici ağız sayısı $N = 6$ özelliklere sahip karbür (%10 Co) frezeleme parmak çakısıdır. Frezeleme tezgahı ise dik başlı TOS frezedir. Frezeleme çakısı sırasıyla 50; 70; 90 mm uzunluklarda tezgahın takım bağlama sistemine bağlanarak çekiçleme ve tırlama testleri yapılmıştır. Frezeleme operasyonlarındaki tırlama testleri, Ç-1010, Ç-1050 ve Alüminyum (Al-7075) malzemeli iş parçaları kesilerek yapılmıştır. Alüminyum iş parçası, çapı $\varnothing 20$ mm, toplam uzunluğu $L_t = 90$ mm, kanallı boy uzunluğu $l = 35$ mm, helis açısı 45° , sağ yönlü kesici helisli, kesici ağız sayısı $N = 4$ olan parmak freze çakısıyla işlenmiştir. Tırlama testleri tornalama operasyonlarında olduğu gibi freze takım tezgahının en yüksek mil devrinden başlanarak daha düşük devirlere inilerek belli bir ilerleme (0,06 mm/dev) ile kesme derinlikleri tedrici olarak artırılmasıyla çalışılan mil devirleri için tırlamanın başladığı kesme derinlikleri tespit edilmiştir. Tırlama frekansları ve tırlamanın başladığı kesme derinlikleri LabView 7.1 programlama diliyle yapılmış program tarafından tırlamadan dolayı oluşan sesin bir mikrofon ile alınıp işlenmesiyle yapılmıştır. Kesme sisteminin modal parametrelerinin elde edilmesi için yapılan çekiçleme testleri frezeleme çakısının değişik uzunlukları için ilerleme (X) doğrultusu ve bu doğrultuya 90° açı yapan tezgahın (Y) doğrultusunda yapılmıştır. Frezeleme operasyonlarında yapılan çekiçleme ve ses testlerinin örnek fotoğrafları Şekil 7.3 ve Şekil 7.4' de verilmiştir.



(a)

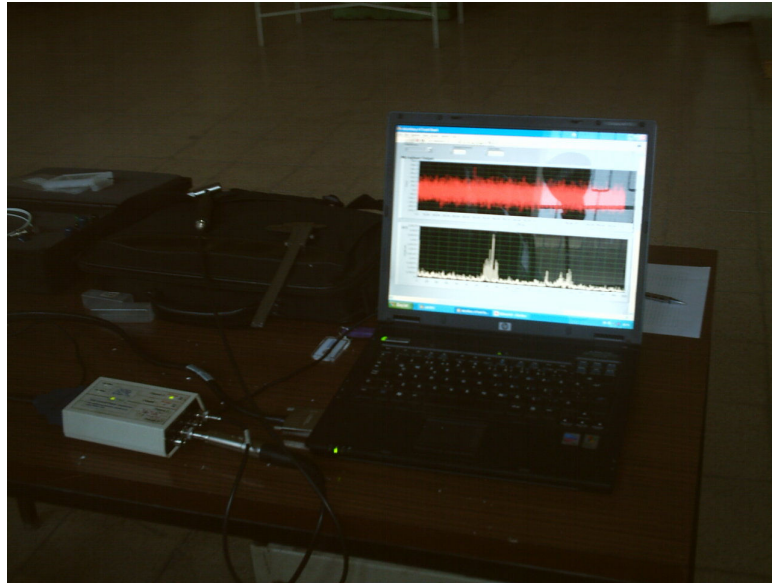


(b)

Şekil 7.3. Frezelemede (a) (X) doğrultusu, (b) (Y) doğrultusu için çekilme testi.



(a)



(b)

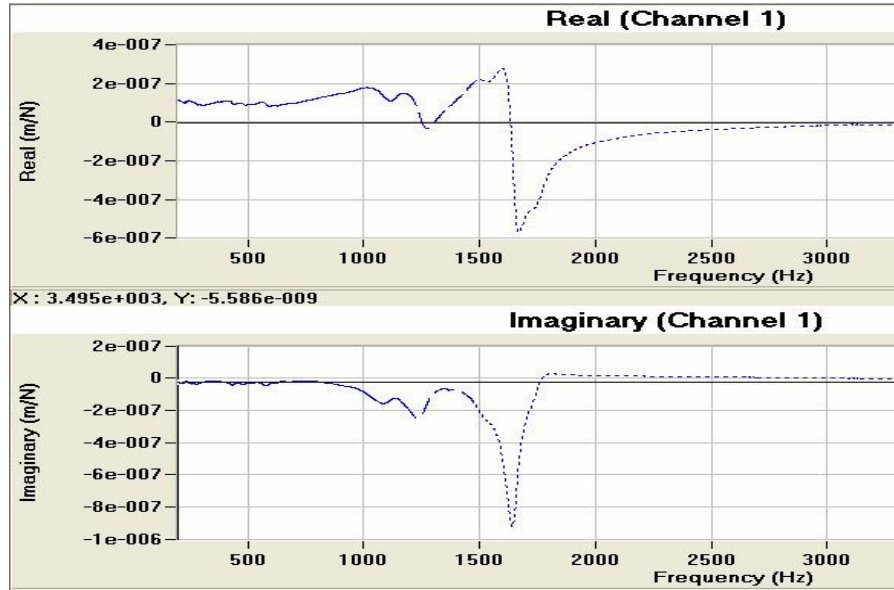
Şekil 7.4. Frezelemede (a) Mikrofon testi, (b) PC görüntüsü.

8. DENEY SONUÇLARI ve SÜREÇ SÖNÜMLEME MODELİNE UYGULANMASI

Bu bölümde, tornalama ile frezeleme operasyonları için kesme sistemlerinin modal ve kesme testlerinden elde edilen veriler ve bu verilerin tez çalışmasında geliştirilmiş olan SSM' ye uygulanması anlatılmıştır. Aynı zamanda yine deneysel veriler SSM' ye uygulanarak toplam süreç sönümlenme oranları ve bunların ne kadarının (φ) açısının ve ne kadarının batma kuvvetinin değişimlerinden kaynaklandığı bulunmuştur. Ayrıca, toplam proses sönümlenmesinin bağımlılığının araştırılması yapılmıştır. Tornalama ve frezelemedeki deneyler, çekiçleme testleriyle başlamıştır.

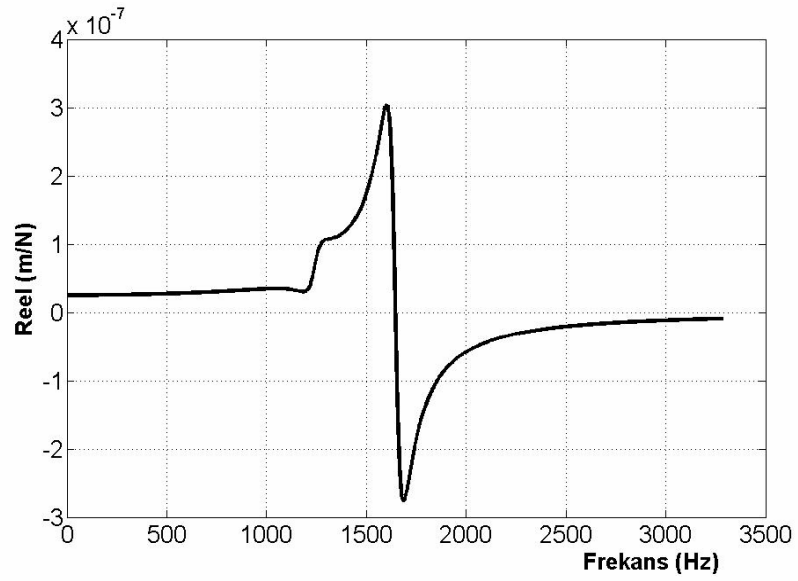
8.1. Tornalamada Deney Sonuçları

Tornalamada çekiçleme testlerinden 20×20 mm kesitli L= 70 mm' lik kater bağlama uzunluğu için kesme sisteminin elde edilen transfer fonksiyonunun reel ve imajiner grafikleri Şekil 8.1' de verilmiştir.

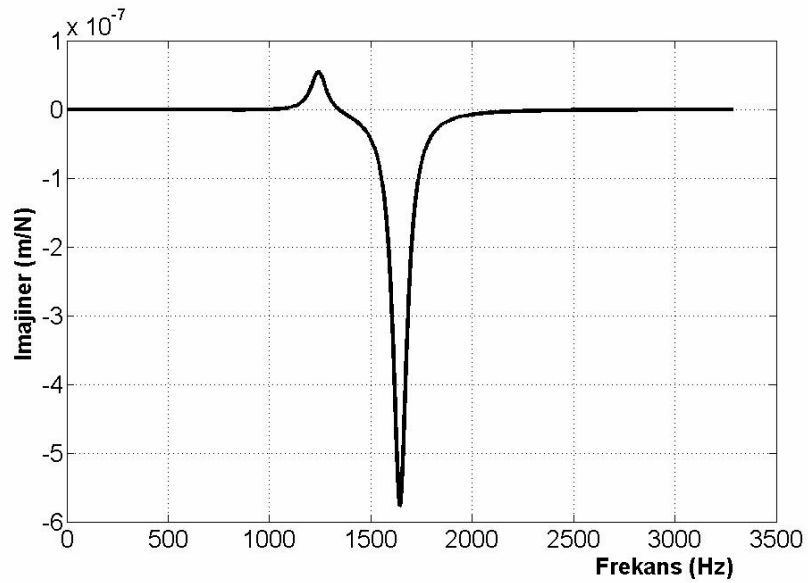


Şekil 8.1. L= 70 mm kesme sisteminin TF' sinin reel ve imajiner grafikleri.

Şekil 8.1' deki transfer fonksiyonunun reel ve imajiner grafikleri, Ç-1010 malzemeli iş parçasının kesme testinin yapılması için oluşturulmuştur. Yapılan çekişleme testinden elde edilen yapısal modal sabitlere göre Matlab 7.0 programlama dilinde yapılan programa göre hesapsal olarak çizdirilen sistemin transfer fonksiyonunun reel ve imajiner grafikleri de sırasıyla Şekil 8.2 (a) ve (b)' de verilmiştir.



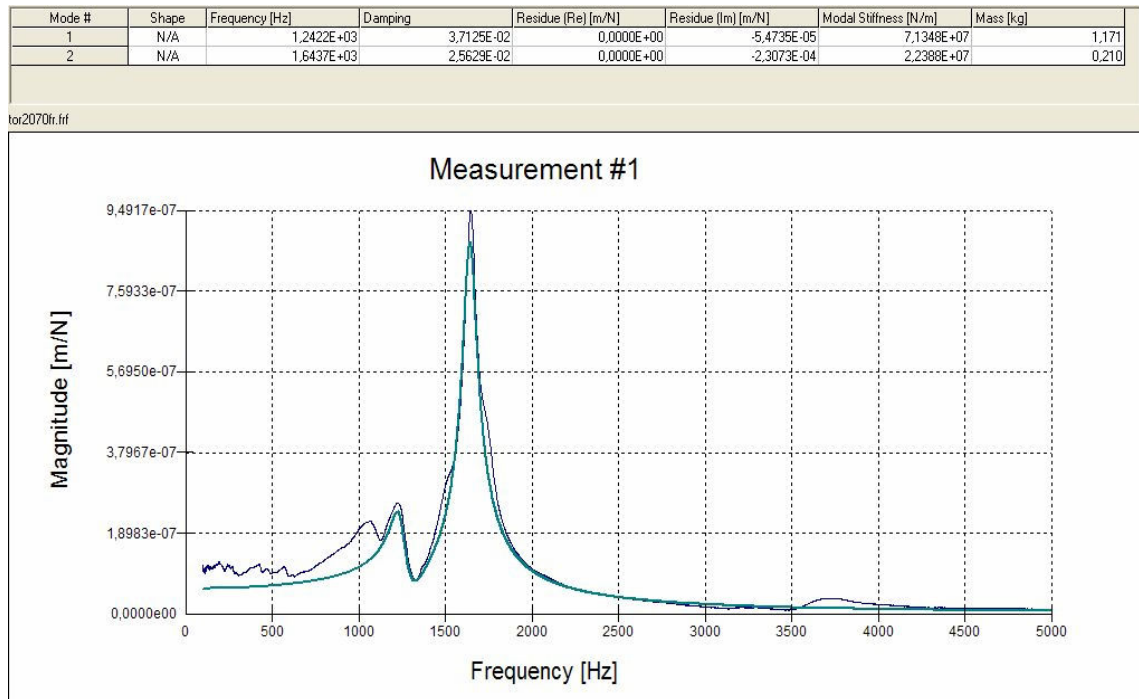
(a)



(b)

Şekil 8.2. $L = 70$ mm kesme sisteminin TF' sinin hesapsal (a) reel, (b) imajiner grafiği.

Buradaki aynı sistemin çekiçleme testi sonunda çizdirilen frekans domenindeki transfer fonksiyonunun frekans cevap fonksiyonu (Frequency Response Function (FRF)) grafiği ve yapısal modal sabitlerinin bulunması Şekil 8.3' de verilmiştir.



Şekil 8.3. L= 70 mm kesme sisteminin FRF grafiği ve yapısal sabitlerin elde edilmesi.

Burada sözü edilen kesme sisteminin modal analiz testinin yapılması sonucunda elde edilen grafikler ve yapısal sabitlerin bulunması, testlerin yapılma tarzı ve yönteminin kısaca anlatılması bakımından örnek olarak verilmiştir. Burada, 20×20 mm kesitli katerin değişik uzunluklardaki yapısal sabitlerinin Ç-1010, Ç-1050 ve Al-7075 malzemeli iş parçaları için benzer biçimde yapılan çekiçleme ve ses testleriyle bulunan değerleri sırasıyla Çizelge 8.1, 8.2 ve Çizelge 8.3' de verilmişlerdir.

Çizelge 8.1. Ç-1010 malzemesi ve (20×20) kesitli kater için çekiçleme ve ses testi değerleri

L (mm)	ω_n (Hz)	k (N/m)	ζ (%)	ω_t (Hz)
70	1644	$2,24 \times 10^7$	$2,56 \times 10^{-2}$	1680
80	1097	$7,32 \times 10^6$	$2,0 \times 10^{-2}$	1210
90	1055	$8,39 \times 10^6$	$2,67 \times 10^{-2}$	1040
100	801,9	$4,53 \times 10^6$	$1,52 \times 10^{-2}$	920
110	801,3	$4,76 \times 10^6$	$1,36 \times 10^{-2}$	880

Çizelge 8.2. Ç-1050 malzemesi ve (20×20) kesitli kater için çekiçleme ve ses testi değerleri

L (mm)	ω_n (Hz)	k (N/m)	ζ (%)	ω_t (Hz)
70	1696	$2,15 \times 10^7$	$1,92 \times 10^{-2}$	1700
80	1101	$1,02 \times 10^7$	$3,97 \times 10^{-2}$	1400
90	944,6	$5,71 \times 10^6$	$4,15 \times 10^{-2}$	1035
100	839,3	$5,24 \times 10^6$	$1,75 \times 10^{-2}$	960
110	768,5	$4,50 \times 10^6$	$3,90 \times 10^{-2}$	900

Çizelge 8.3. Al-7075 malzemesi ve (20×20) kesitli kater için çekiçleme ve ses testi değerleri

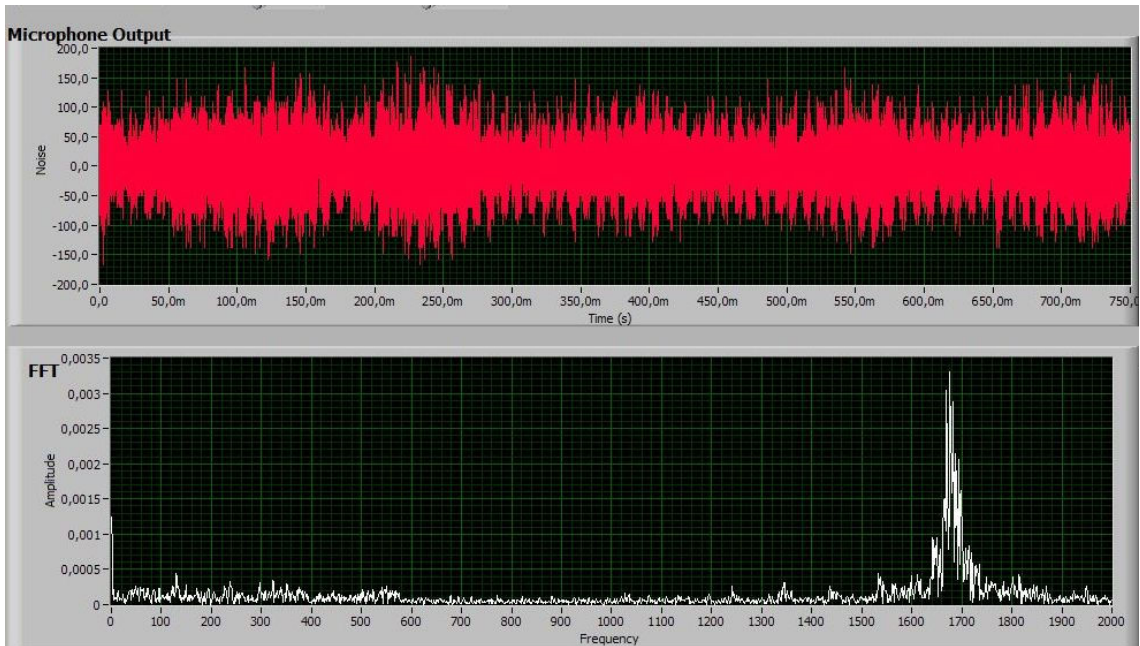
L (mm)	ω_n (Hz)	k (N/m)	ζ (%)	ω_t (Hz)
70	1520	$2,28 \times 10^7$	$3,83 \times 10^{-2}$	1640
90	973,6	$6,60 \times 10^6$	$2,77 \times 10^{-2}$	1020
110	732,5	$4,53 \times 10^6$	$1,43 \times 10^{-2}$	750

Çizelge 8.1, 8.2 ve 8.3' deki ω_n , doğal frekans [Hz.], k , modal rijitlik [N/m], ζ , sönümlenme oranı, ω_t , tırlama frekansı [Hz.]' dir. Şekil 8.3' den görüldüğü gibi geçerli sistem için iki mod bulunmuş ancak bir mod diğerine göre daha küçük modal değerlere sahip olduğundan kesme sistemi için baskın mod göz önüne alınarak bir serbestlik dereceli olarak kabul edilmiştir. Kesme testlerinde kullanılan 25×25 kesitli katerin çekiçleme ve ses testi değerleri de Çizelge 8.4' de verilmiştir.

Çizelge 8.4. Ç-1050 malzemesi ve (25×25) kesitli kater için çekiçleme ve ses testi değerleri

L (mm)	ω_n (Hz)	k (N/m)	ζ (%)	ω_t (Hz)
70	1178	$2,12 \times 10^7$	$2,39 \times 10^{-2}$	1220
90	982,8	$1,41 \times 10^7$	$3,33 \times 10^{-2}$	1000
110	717,9	$4,56 \times 10^6$	$9,54 \times 10^{-2}$	860

Buradaki, 25×25 kesitli kater ile gerekli testler Çizelge 8.4’ deki uzunluklarda ve sadece Ç-1050 malzemeli iş parçası için yapılmıştır. Yukarıdaki çizelgelerde tırlama frekansları (ω_t)’ değerleri, verilen belli bir ilerleme ve mil hızında kesme derinlikleri tedrici olarak artırılarak ses testiyle elde edilmişlerdir. Bu konuda örnek olarak anlatılan kesme sisteminin ses testi sonucu Şekil 8.4’ de verilmiştir.



Şekil 8.4. L= 70 kesme sisteminin Ç-1010 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.

Şekil 8.4' den de görüldüğü gibi kesme sisteminin tırlama frekansı baskın modun doğal frekansının biraz üzerinde bulunmaktadır. Aynı kater uzunluğu için değişik kesme hızları ya da mil devirleri için de tırlama frekansı bu değer civarında olmaktadır. Kesme derinliği arttıkça bir miktar daha büyümektedir. Çizelge 8.1, 8.2, 8.3 ve 8.4' de verilen diğer boyutlar için yapılan çekiçleme ve ses testlerinden elde edilen grafikler Ek Açıklamalar- A' da verilmiştir. Değişik kesme hızları veya mil devirlerindeki kararlı kesme derinliklerinin tespit edilmesi için tırlamanın başladığı kesme derinliği alınır. Bunun için tornalama tezgahındaki en yüksek mil devrinden başlanarak daha düşük hızlarda da mümkün olduğunca tırlama frekansı belirlenmeye çalışılmıştır. Kullanılan tornalama tezgahı için çalışılabilen mil devirleri (n), 90; 125; 180; 250; 355; 500; 710 d/dak' dır. Bu testlerde çalışılan; devir sayıları, kater boyutları ve malzemeler için kesme testleriyle tespit edilen kararlı kesme derinlik (a_{lim} [mm]) değerleri sırasıyla aşağıdaki Çizelge 8.5, 8.6, 8.7 ve 8.8' de verilmiştir.

Çizelge 8.5. Ç-1010 malzemesi ve (20×20) kesitli kater için (a_{lim} [mm]) değerleri

n (d/dak) L (mm)	90	125	180	250	355	500	710
70	7,8	7,4	6,7	6,0	5,3	4,5	3,8
80	7,4	6,8	6,2	5,5	4,9	4,3	3,7
90	6,5	6,0	5,4	5,0	4,5	3,7	3,2
100	5,8	5,3	4,8	4,2	3,8	3,3	2,8
110	5,1	4,7	4,2	3,8	3,5	3,0	2,5

Çizelge 8.6. Ç-1050 malzemesi ve (20×20) kesitli kater için (a_{lim} [mm]) değerleri

n (d/dak) L (mm)	90	125	180	250	355	500	710
70	4,7	4,2	3,6	3,0	2,5	2,0	1,5
80	4,5	4,0	3,5	2,8	2,3	1,8	1,3
90	4,0	3,5	3,0	2,4	2,0	1,5	1,1
100	3,8	3,3	2,8	2,3	1,8	1,3	1,0
110	3,0	2,5	2,3	1,9	1,5	1,1	0,8

Çizelge 8.7. Ç-1050 malzemesi ve (25×25) kesitli kater için (a_{lim} [mm]) değerleri

n (d/dak) L (mm)	90	125	180	250	355	500	710
70	5,0	4,3	3,7	3,2	2,7	2,1	1,6
90	4,5	4,2	3,6	3,0	2,5	2,0	1,5
110	4,1	3,9	3,3	2,7	2,3	1,8	1,3

Çizelge 8.8. Al-7075 malzemesi ve (20×20) kesitli kater için (a_{lim} [mm]) değerleri

n (d/dak) L (mm)	90	125	180	250	355	500	710
70	7,8	7,0	6,3	5,5	4,8	4,0	3,5
90	7,0	6,2	5,5	4,7	4,0	3,5	3,0
110	6,3	5,5	4,7	4,0	3,3	2,7	2,3

8.2. Frezelemede Deney Sonuçları

Frezelemedeki değişik kesici takım bağlama uzunlukları ve kesilen malzemeler için kesme sisteminin modal parametrelerinin ve tırlama frekanslarının değerleri Çizelge 8.9, 8.10 ve 8.11' de verilmiştir.

Çizelge 8.9. Frezelemede Ç-1010 malzemesi için modal ve ses testi değerleri

L (mm)	ω_{nx} (Hz)	ω_{ny} (Hz)	k_x (N/m)	k_y (N/m)	ζ_x (%)	ζ_y (%)	ω_t (Hz)
50	767,22	3213,4	$3,198 \times 10^7$	$5,124 \times 10^7$	$9,84 \times 10^{-2}$	$3,63 \times 10^{-2}$	790
70	754,00	2615,0	$2,104 \times 10^7$	$4,850 \times 10^7$	$9,59 \times 10^{-2}$	$2,15 \times 10^{-2}$	780
90	719,24	2137,3	$1,341 \times 10^7$	$3,51 \times 10^7$	$1,23 \times 10^{-1}$	$4,08 \times 10^{-2}$	740

Çizelge 8.10. Frezelemede Ç-1050 malzemesi için modal ve ses testi değerleri

L (mm)	ω_{nx} (Hz)	ω_{ny} (Hz)	k_x (N/m)	k_y (N/m)	ζ_x (%)	ζ_y (%)	ω_t (Hz)
50	776,38	3160,0	$3,633 \times 10^7$	$5,84 \times 10^7$	$8,37 \times 10^{-2}$	$3,81 \times 10^{-2}$	780
70	762,30	2602,0	$2,327 \times 10^7$	$3,10 \times 10^7$	$7,37 \times 10^{-2}$	$1,95 \times 10^{-2}$	750
90	703,48	2160,0	$1,223 \times 10^7$	$3,43 \times 10^7$	$9,77 \times 10^{-2}$	$3,98 \times 10^{-2}$	720

Çizelge 8.11. Frezelemede Al-7075 malzemesi için modal ve ses testi değerleri

L (mm)	ω_{nx} (Hz)	ω_{ny} (Hz)	k_x (N/m)	k_y (N/m)	ζ_x (%)	ζ_y (%)	ω_t (Hz)
50	767,17	3476,4	$3,1710 \times 10^7$	$1,77 \times 10^8$	$1,06 \times 10^{-1}$	$3,34 \times 10^{-2}$	780
70	744,00	2662,0	$1,7674 \times 10^7$	$5,50 \times 10^7$	$1,13 \times 10^{-1}$	$3,59 \times 10^{-2}$	750

Tornalamada olduğu gibi frezeleme operasyonları için de kesici takımın her sökölüp takılmasında modal parametrelerinin değişeceğinden aynı takım uzunlukları için olsa dahi bu parametreler değişebilmektedir. Çelik ve Alüminyum iş parçaları için değişik mil devirleri ve kesici takım uzunluklarında kesme testlerinden elde edilen tırlamanın başladığı kesme derinlikleri (a_{lim} [mm]) Çizelge 8.12 ve 8.13' de verilmiştir.

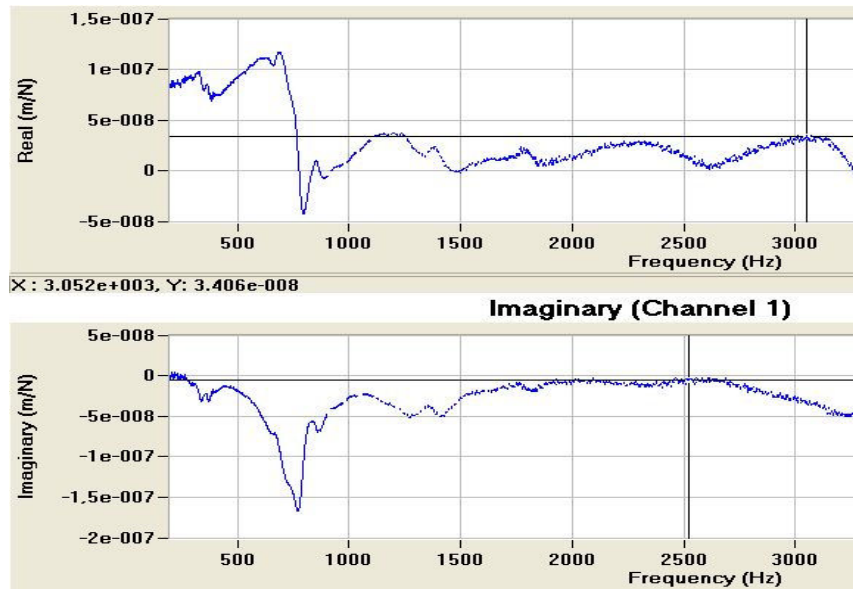
Çizelge 8.12. Frezelemede çelik malzemeleri için (a_{lim} [mm]) değerleri

n (d/dak)	Malzeme	355	500	710	1000	1400	2000
50	Ç-1010	2,9	2,4	2,1	1,8	1,6	1,4
	Ç-1050	2,7	2,3	1,9	1,7	1,5	1,3
70	Ç-1010	2,6	2,2	1,85	1,5	1,3	1,1
	Ç-1050	2,45	2,1	1,7	1,4	1,15	0,95
90	Ç-1010	2,2	1,85	1,55	1,25	1,05	0,9
	Ç-1050	2,2	1,85	1,45	1,2	0,95	0,75

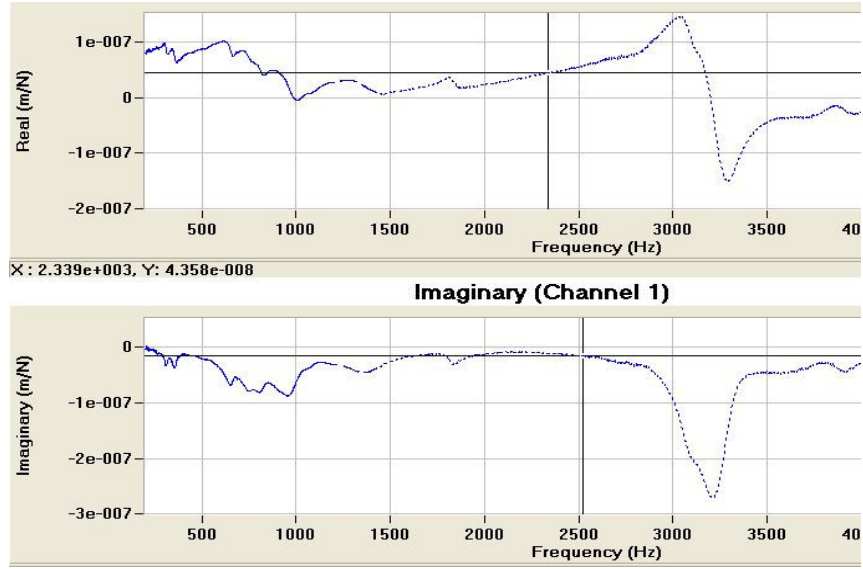
Çizelge 8.13. Frezelemede Al-7075 malzemesi için (a_{lim} [mm]) değerleri

L (mm)	n (d/dak)	355	500	710	1000	1400	2000
70		8,6	7,8	7,0	6,6	6,0	5,5
90		7,0	6,4	6,0	5,6	5,3	5,0

Burada modal analiz test sonuçlarına örnek olarak Ç-1010 malzemeli iş parçasının işlenmesi için hazırlanan L= 50 mm uzunluklu parmak freze çakısının bağlandığı kesme sisteminin ilerleme (X) ve diğer (Y) doğrultularındaki transfer fonksiyonlarının reel ve imajiner kısımlarının grafikleri sırasıyla Şekil 8.5 ve Şekil 8.6' da verilmiştir.

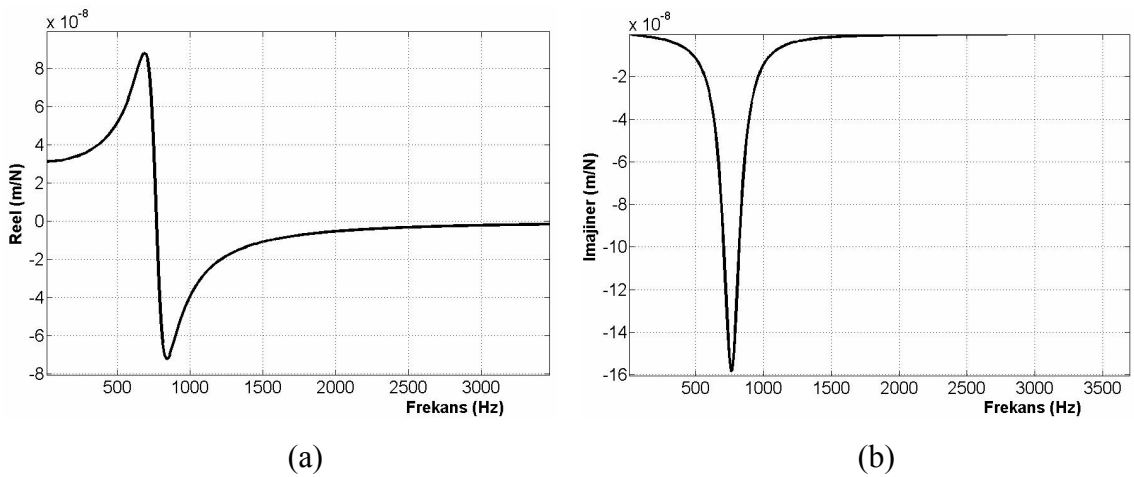


Şekil 8.5. Ç-1010 ve L=50 mm için (X) doğrultusunun TF' sinin reel ve imajiner grafikleri.

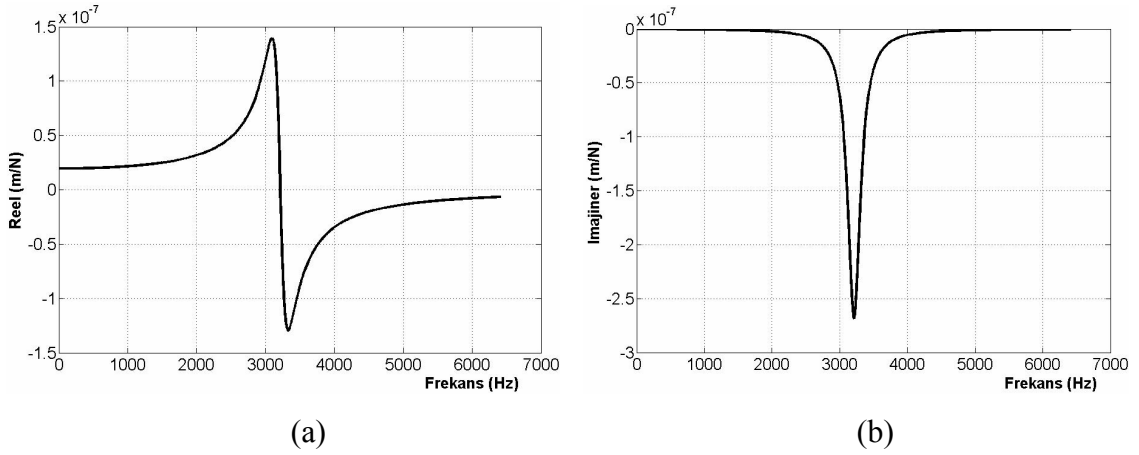


Şekil 8.6. Ç-1010 ve L=50 mm için (Y) doğrultusunun TF' sinin reel ve imajiner grafikleri.

Burada örnek olarak ele alınan kesme sisteminin TF' sinin her iki doğrultudaki modal parametrelere göre hesapsal olarak reel ve imajiner grafikleri sırasıyla Şekil 8.7 ve Şekil 8.8' de verilmiştir.

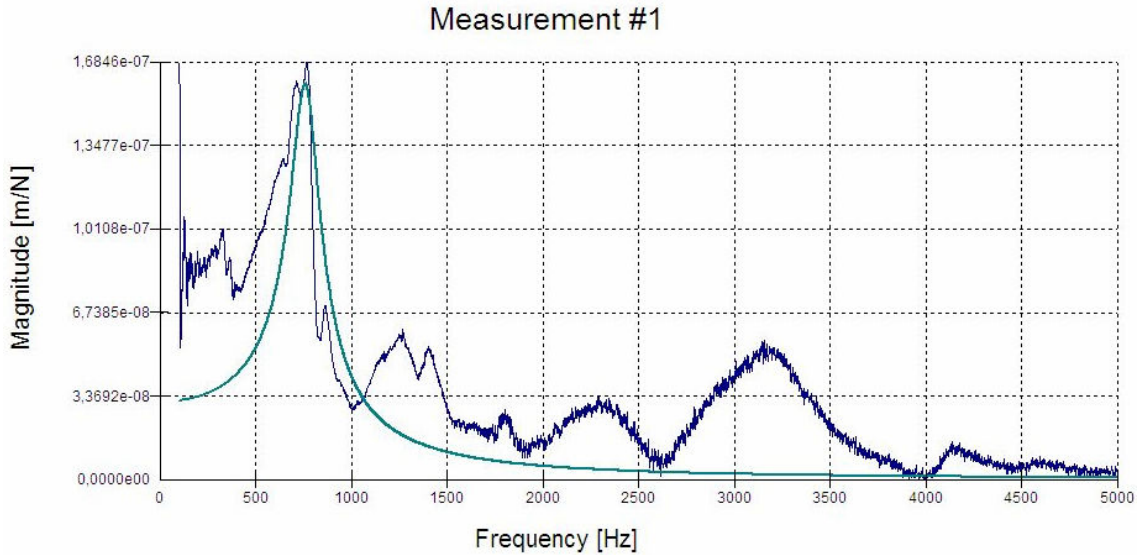


Şekil 8.7. L= 50 mm kesme sisteminin (X) doğrultusunun TF' sinin hesapsal (a) reel, (b) imajiner grafiği.

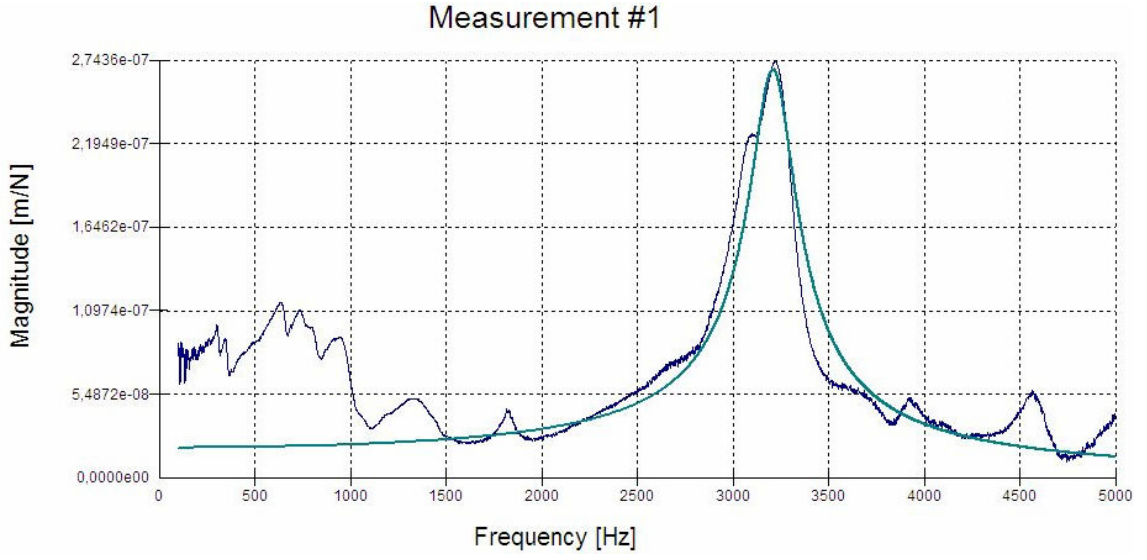


Şekil 8.8. $L=50$ mm kesme sisteminin (Y) doğrultusunun TF' sinin hesapsal (a) reel, (b) imajiner grafiği.

Buradaki aynı sistemin çekiçleme testi sonunda çizdirilen frekans domeninde (X) ve (Y) doğrultularındaki transfer fonksiyonlarının frekans cevabı fonksiyonu (FRF) grafiği ve yapısal modal sabitlerinin bulunması sırasıyla Şekil 8.9 ve Şekil 8.10' da verilmiştir.

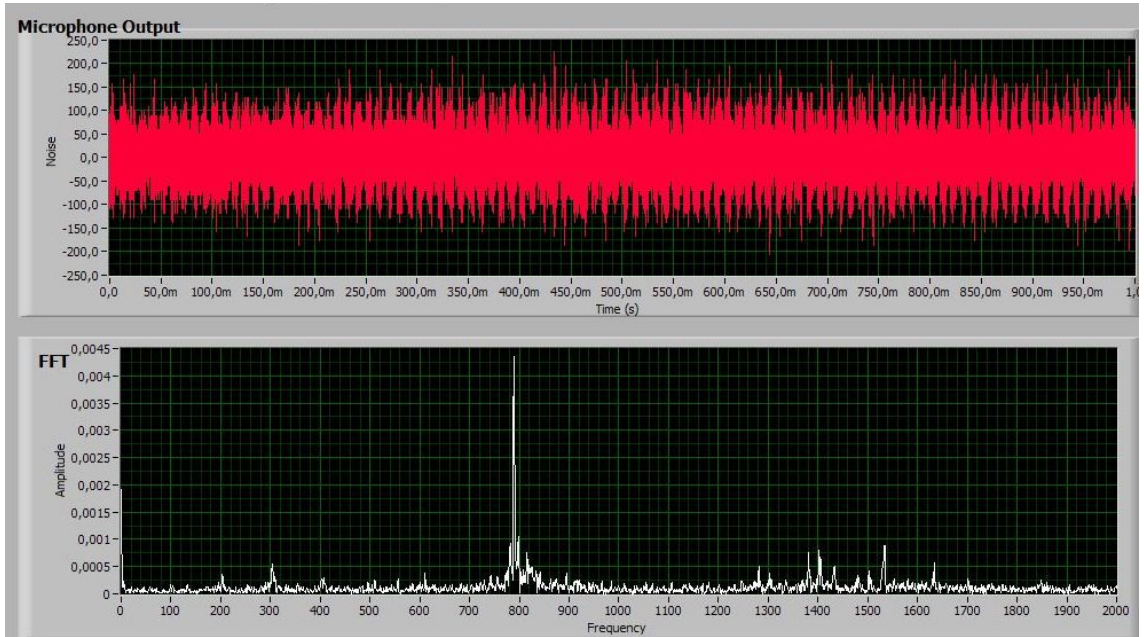


Şekil 8.9. $L=50$ kesme sisteminin (X) doğrultusundaki FRF grafiği ve yapısal sabitlerin elde edilmesi.



Şekil 8.10. $L=50$ kesme sisteminin (Y) doğrultusundaki FRF grafiği ve yapısal sabitlerin elde edilmesi.

Aynı kesme sisteminin tırlama frekansı ise ses testi ile Şekil 8.11' deki gibi elde edilir.



Şekil 8.11. Frezelemede $L=50$ kesme sisteminin Ç-1010 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.

Frezelemede değişik mil hızları, malzeme ve takım uzunlukları için yapılan çekikçeme ve ses testlerinden elde edilen grafikler Ek Açıklamalar- B' de verilmiştir. Tornalama ve frezeleme operasyonları için sırasıyla Ek Açıklamalar-A ve Ek Açıklamalar-B' de verilen test sonuçlarının değerleri yukarıdaki ilgili çizelgelerde verilmiştir.

8.3. Deneylerle Süreç Sönümlenme Modelinin Doğrulanması

Bu tez çalışmasında geliştirilmiş olan SSM' nin deneylerle doğrulanması için öncelikle, tornalama ve frezeleme operasyonlarında değişik mil devirleri ile takım uzunluklarındaki toplam süreç sönümlenme değerleri hesaplanmıştır. Bu hesaplama, Bölüm 5.2 ve 5.3' de anlatıldığı gibi yapılmıştır. Bu hesabın yapılabilmesi için kesme testleriyle turlamanın başladığı kesme derinliklerinin tespit edilmesi gerekmektedir. Belirlenen değerler, tornalama için Çizelge 8.5 ile 8.8 arasındaki çizelgelerde, frezeleme için ise, Çizelge 8.12 ve 8.13' de verilmiştir. Bu çizelgelerdeki kesme derinlikleri için hesaplanan toplam süreç sönümlenme değerleri Çizelge 8.14 ile Çizelge 8.19 arasında verilmiştir.

Çizelge 8.14. Tornalamada (20×20) kesitli kater için toplam süreç sönümlenme (ζ_{ST}) değerleri

n (d/dak) L (mm)	Malzeme	90	125	180	250	355	500	710
70	Ç-1010	0,1650	0,1600	0,1410	0,1260	0,1100	0,0913	0,0750
	Ç-1050	0,1070	0,0950	0,0800	0,0644	0,0514	0,0380	0,0243
80	Ç-1010	0,4324	0,4040	0,3750	0,3400	0,3100	0,2750	0,2410
	Ç-1050	0,1930	0,1710	0,1500	0,1150	0,0900	0,0642	0,0372
90	Ç-1010	0,3414	0,3200	0,2910	0,2720	0,2470	0,2100	0,1800
	Ç-1050	0,3000	0,2640	0,2300	0,1820	0,1500	0,1072	0,0711
100	Ç-1010	0,5251	0,4900	0,4540	0,4100	0,3766	0,3354	0,2920
	Ç-1050	0,3320	0,2945	0,2554	0,2141	0,1705	0,1240	0,0941
110	Ç-1010	0,4600	0,4310	0,3940	0,3633	0,3400	0,3000	0,2554
	Ç-1050	0,3000	0,2430	0,2240	0,1852	0,1440	0,1000	0,0660

Çizelge 8.15. Tornalamada Ç-1050 malzemesi ve (25×25) kesitli kater için toplam süreç sönümlenme (ζ_{sT}) değerleri

n (d/dak) L (mm)	90	125	180	250	355	500	710
70	0,1112	0,0940	0,0790	0,0661	0,0530	0,0370	0,0230
90	0,1430	0,1330	0,1120	0,0900	0,0710	0,0520	0,0320
110	0,3181	0,3023	0,2534	0,2014	0,1650	0,1164	0,0644

Çizelge 8.16. Tornalamada Al-7075 malzemesi ve (20×20) kesitli kater için toplam süreç sönümlenme (ζ_{sT}) değerleri

n (d/dak) L (mm)	90	125	180	250	355	500	710
70	0,0697	0,0595	0,0504	0,0400	0,0306	0,0197	0,0128
90	0,2605	0,2331	0,2083	0,1789	0,1521	0,1323	0,1120
110	0,3440	0,3100	0,2700	0,2300	0,2000	0,1630	0,1400

Çizelge 8.17. Frezelemede Ç-1010 malzemesi için toplam süreç sönümlenme (ζ_{sT}) değerleri

L (mm)	n (d/dak)	355	500	710	1000	1400	2000
	ζ_{sT} (%)						
50	ζ_{sTx}	0,3065	0,2500	0,2140	0,1770	0,1504	0,1230
	ζ_{sTy}	0,1330	0,1070	0,0904	0,0740	0,0622	0,0504
70	ζ_{sTx}	0,4330	0,3700	0,3100	0,2470	0,2100	0,1670
	ζ_{sTy}	0,1255	0,1050	0,0860	0,0670	0,0556	0,0437
90	ζ_{sTx}	0,6337	0,5700	0,5100	0,4538	0,4128	0,3818
	ζ_{sTy}	0,2706	0,2401	0,2121	0,1868	0,1683	0,1544

Çizelge 8.18. Frezelemede Ç-1050 malzemesi için toplam süreç sönümlenme (ζ_{sT}) değerleri

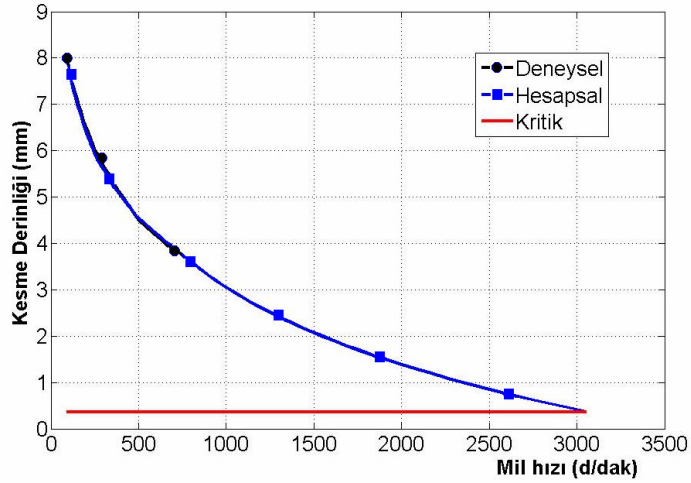
L (mm)	n (d/dak)	355	500	710	1000	1400	2000
	ζ_{sT} (%)						
50	ζ_{sTx}	0,2067	0,1651	0,1200	0,0967	0,0726	0,0477
	ζ_{sTy}	0,1050	0,0828	0,0593	0,0474	0,0353	0,0230
70	ζ_{sTx}	0,5510	0,5100	0,4470	0,4000	0,3500	0,3205
	ζ_{sTy}	0,1907	0,1738	0,1500	0,1317	0,1150	0,1032
90	ζ_{sTx}	0,6379	0,5715	0,5011	0,4516	0,4049	0,3616
	ζ_{sTy}	0,3222	0,2857	0,2474	0,2210	0,1962	0,1735

Çizelge 8.19. Frezelemede Al-7075 malzemesi için toplam süreç sönümlenme (ζ_{sT}) değerleri

L (mm)	n (d/dak)	355	500	710	1000	1400	2000
	ζ_{sT} (%)						
50	ζ_{sTx}	0,3980	0,3500	0,3100	0,2940	0,2640	0,2450
	ζ_{sTy}	0,1500	0,1330	0,1200	0,1100	0,1000	0,0900
70	ζ_{sTx}	0,6840	0,6370	0,5960	0,5700	0,5430	0,5100
	ζ_{sTy}	0,2841	0,2623	0,2430	0,2310	0,2200	0,2050

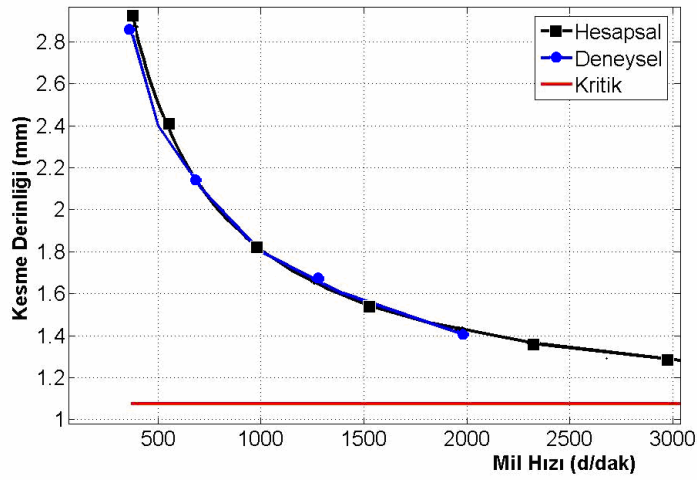
Tornalama ve frezeleme operasyonları için Bölüm 6.2 ve 6.3' de anlatılan hesaplama prosedürlerine göre elde edilmiş olan toplam süreç sönümlenmelerinin yapısal sönümlenmelere ilave edilmesiyle çizilmiş olan kararlılık sınırlarını gösteren diyagramlar çizdirilmiştir. Ayrıca hesapsal olarak elde edilen diyagramlar, kesme testleriyle değişik düşük mil devirleri için saptanan kesme derinlikleriyle karşılaştırılmıştır. Hesapsal olarak toplam sönümlenme oranlarına göre çizdirilen diyagramlar, stabilite lob diyagramlarının en alt noktalarından geçen asimtotik eğriler biçiminde elde edilmişlerdir. Bu eğrilerin çizdirilmesine örnek olarak Çizelge 8.14 ve Çizelge 8.17'

nin ilk durumlarındaki değerler hesaba katılarak tornalama ve frezeleme için sırasıyla Şekil 8.12 ve Şekil 8.13’ de verilmiştir.



Şekil 8.12. $L=70$ mm (20×20) kesitli kater ve $\text{Ç}1010$ malzemesi için KD.

Şekil 8.12’ deki hesapsal diyagramın ve tornalamadaki diğer durumlar için hesapsal diyagramların çizilmesinde tornalama sisteminin (6.8) dinamik denklemi göz önüne alınmıştır. Bu (6.8) denklemindeki sistemin toplam sönümlenme sabiti, (5.2) denklemine verilen bileşenleri içermektedir. Frezeleme operasyonlarında hesapsal kritik kararlı kesme sınırlarının asimtotik eğrisinin çizdirilmesine örnek olarak da Çizelge 8.17’ deki birinci durum hesaba alınmıştır. Bu durum yani $L=50$ mm takım bağlama uzunluğu için, (X) ve (Y) doğrultularında takım tezgahındaki değişik mil devirlerine karşılık gelen toplam süreç sönümlenme değerleri hesaba katılarak Şekil 8.13’ deki gibi çizdirilmiştir.



Şekil 8.13. L=50 mm uzunluklu karbür frezeleme ucu ve Ç1010 malzemesi için KD.

Şekil 8.12 ve Şekil 8.13' de görülen deneysel KD eğrileri, Çizelge 8.5 ve Çizelge 8.17' deki birinci durumlara göre çizdirilmişlerdir. Bu şekillerden görüldüğü gibi deneysel ve hesapsal eğriler birbirlerinin üzerlerinden geçmektedirler. Buradan da, Çizelge 8.14 ile 8.19 arasındaki çizelgelerde hesaplanmış olan toplam süreç sönümlenme oranlarının doğruluğu anlaşılmaktadır. Bu çizelgelerdeki toplam süreç sönümlenme oranları, Şekil 8.12 ve Şekil 8.13' de toplam süreç sönümlenme oranları, hesaba katılmadan çizdirilmiş olan stabilite lob diyagramlarının en alt noktalarından geçen doğrunun yani kritik doğru ile hesapsal asimtotik eğri arasında kalan kesme derinliklerine karşık gelen değerlerdir. Şekil 8.13' deki hesapsal eğrinin elde edilmesinde (6.10) dinamik denklemleri kullanılmıştır. (6.10) denklemlerindeki frezeleme sisteminin (X) ve (Y) doğrultuları için toplam sönümlenme sabitleri de (5.2) denklemindeki bileşenleri içermektedir. Tornalama ve frezeleme operasyonları için ilgili çizelgelerdeki diğer durumlar için çizdirilmiş olan KD' ler, Ek Açıklamalar-C' de verilmiştir ve buradaki şekillerden de görüleceği gibi hesapsal ve deneysel eğriler birbirlerinin üzerinden geçmektedir. Bu da tornalama ve frezeleme operasyonlarının her durumu için elde edilmiş olan toplam süreç sönümlenme oranlarının doğruluğunu kanıtlamaktadır.

Burada tornalama ve frezeleme operasyonlarında daha önce Bölüm 6' da anlatıldığı gibi süreç sönümlenme oranlarının ayrıştırılması için kesici takımın kesme sırasında titreşiminden dolayı yer değiştirmelerinin yani titreşim amplitüdlерinin bulunması gerekmektedir. Bu yer değiştirmelerin tespiti tornalamada ilerleme (X) doğrultusu, frezelemede ise ilerleme (X) ve ilerlemeye 90° olan (Y) doğrultuları için yapılmalıdır. Toplam süreç sönümlenmeler Bölüm 6' da anlatıldığı gibi kesme sisteminde kesici takım ucunun dalgalı yüzeye batmasından ve kesilme açısının değişiminden kaynaklanan süreç sönümlenmelerinin toplamı şeklinde ifade edilmişlerdir. Bu süreç sönümlenme değerleri (4.80) ve (4.81) enerji denklemlerinin çözümlenmesiyle bulunabilir. Toplam süreç sönümlenme oranlarının tornalama ve frezeleme operasyonları için nasıl yapılacağı sırasıyla Bölüm 6.1 ve 6.2' de ayrıntılı olarak verilmiştir. Ayrıştırma işlemlerinde (4.80) ile (4.85) arası denklemlerin çözümlenmesi için gerekli olan, tornalamada ve frezelemede takımın titreşim hareketinin amplitüd ($A_{x,y} [mm]$) değerleri zaman domenli nümerik simülasyon çözümü yapılarak Çizelge 8.20, 8.21 ve 8.22' de verilmişlerdir.

Çizelge 8.20. Tornalamada (20×20) kater için takım ucunun ($A_x [mm]$) değerleri

n (d/dak)	L (mm)	Malzeme	70	90	110
90		Ç-1010	0,169	0,252	0,294
		Ç-1050	0,100	0,224	0,225
710		Ç-1010	0,088	0,181	0,214
		Ç-1050	0,043	0,106	0,103

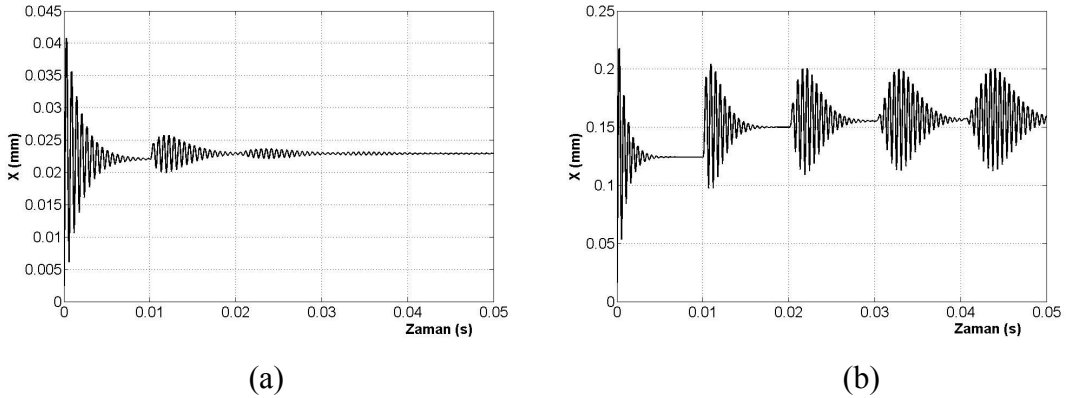
Çizelge 8.21. Tornalamada (25×25) kater için takım ucunun ($A_x [mm]$) değerleri

n (d/dak)	L (mm)	Malzeme	70	90	110
90		Ç-1050	0,105	0,130	0,232
710		Ç-1050	0,052	0,061	0,121

Çizelge 8.22. Frezelemede Ç-1010 için takım ucunun ($A_{x,y}$ [mm]) değerleri

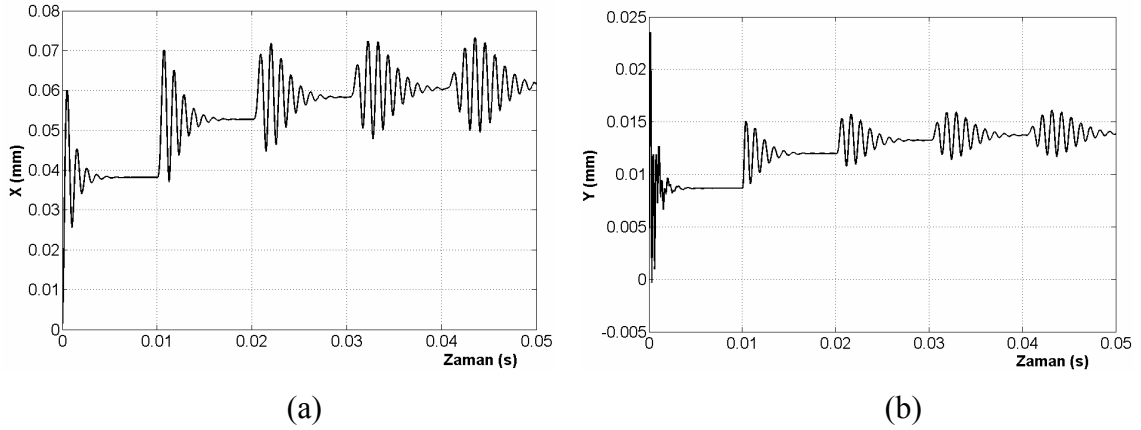
n (d/dak)	L (mm)	$A_{x,y}$ (mm)	50	70	90
355		A_x	0,042	0,043	0,060
		A_y	0,016	0,017	0,035
2000		A_x	0,025	0,031	0,052
		A_y	0,004	0,006	0,020

Zaman domenli nümeriksel çözümleme, tornalama ve frezeleme operasyonları için yapılmıştır. Bu nümeriksel çözümlerler, değişik takım bağlama uzunluklarında tirlama testlerinde kararlı kesme derinlik sınırlarının tespit edilebildiği minimum ve maksimum mil hızları için yapılmıştır. Bunun nedeni; toplam proses sönümlerinin verildiği çizelgelerden görüldüğü gibi maksimum süreç sönümlerinin minimum mil hızlarında, minimum sönümlerinin de maksimum mil hızlarında meydana gelmesidir. Ara mil hızı değerleri için de istenildiğinde aynı prosedürle takım ucu yer değiştirme amplitüdüleri bulunabilir. Tornalamadaki Çizelge 8.20' den $n=710$ d/dak ve Ç-1010 malzemesi için zaman domenli çözümünde, sönümlenmeli ve sönümlenmesiz grafikleri sırasıyla Şekil 8.14 (a) ve (b) de verilmiştir. Burada takım ucunun sönümlenmeli yer değişim grafiği, kesme sisteminin toplam sönümlenme oranı ve tirlama titreşiminin başladığı kesme derinliği sınırındaki kesme derinlik değerleri hesaba katılarak çizdirilmiştir. Kesme sisteminin sönümlenmesiz yer değişim grafiği ise yine aynı toplam sönümlenme oranına sahip olan sistemin hangi kesme derinliğinde süreç sönümlenmesiz bir kesme sisteminin kararlı yer değişim hareketini vereceği kesme derinliğinin araştırılmasıyla elde edilir.



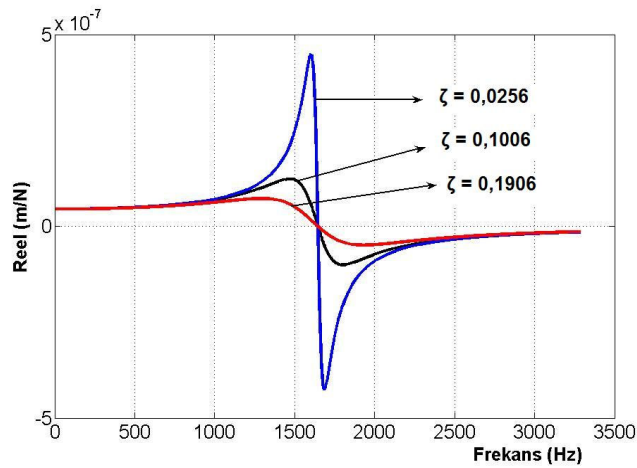
Şekil 8.14. Tornalamada $L=70$ mm, $n=710$ d/dak kesme şartlarında kesme sisteminin (a) sönümlenmeli, (b) sönümlenmesiz yer değişim grafikleri.

Şekil 8.14 (a)' da görülen yer değişim grafiği, Çizelge 8.5' den $L=70$ mm takım bağlama uzunluğu $n=710$ d/dak mil hızı için tırlamanın başladığı kesme derinliği $a_{lim}=3,8$ mm ve kesme sisteminin yapısal sönümlenmesine Çizelge 8.14' deki toplam süreç sönümlenme değeri ($\zeta_{sT}=0,075$) değeri ilave edilerek çizdirilmiştir. Buradaki, Şekil 8.14 (b)' deki sönümlenmesiz yer değişim grafiği ise, yine aynı toplam sönümlenme oranına sahip sistemin, hangi kesme derinliğinde süreç sönümlenmesiz bir biçimde yer değişim vereceği kesme derinliği araştırılarak çizdirilmiştir. Buradaki bu kesme derinliğinin $a_{lim}=17,1$ mm olduğu görülmüştür. Frezeleme operasyonuna örnek olarak da Çizelge 8.17' den $L=50$ mm ve $n=2000$ d/dak için (X) ve (Y) doğrultuları için takım ucunun yer değişimleri sırasıyla Şekil 8.15 (a) ve (b)' de verilmiştir. Burada frezelemede örnek olarak sadece Ç-1010 malzemesi için kesici takım ucunun minimum ve maksimum mil hızlarında yer değişim grafikleri çizdirilmiştir. İstenildiğinde diğer malzemeler ve mil hızları için aynı prosedür uygulanarak yer değişim grafikleri çizdirilebilir. Yine burada frezeleme sisteminin (X) ve (Y) doğrultuları için sönümlü grafikler tornalamadaki gibi Şekil 8.14 (a)' ya benzer sönümlenmeli grafikler verdiğinden çizdirilmemiştir.



Şekil 8.15. Frezelemede $L= 50$ mm, $n= 2000$ d/dak kesme şartlarında kesme sisteminin (a) (X) , (b) (Y) doğrultusunda sönümlemesiz yer değişim grafikleri.

Şekil 8.14 (b), Şekil 8.15 (a) ve (b)' de verilen sönümlemesiz yer değişim grafiklerindeki dalgalanmaların alt ve üst sınır değerlerinin arasındaki farktan titreşimli takım ucunun titreşim genliği yani amplitüdüleri bulunarak değişik durumlar için Çizelge 8.20, 8.21 ve 8.22' de verilmiştir. Bu çizelgelerdeki diğer durumlar için sönümlemesiz yer değişim grafikleri Ek Açıklamalar-D' de verilmiştir. Kesme sisteminin toplam sönümleme oranlarının değişimine göre transfer fonksiyonunun reel kısmının değişimi Şekil 8.16' da verilmiştir.



Şekil 8.16. Sönümleme oranlarının değişimine göre kesme sisteminin TF' sinin reel kısmının değişimi.

Burada kesme sisteminin TF' sinin reel kısmının yapısal sönümlemeye süreç sönümlenmelerin ilave edilmesiyle nasıl değiştiğinin görülebilmesi için tornalamada 20×20 kesitli L= 70 mm bağlama uzunluklu katerin n= 90 d/dak ve n= 710 d/dak' daki süreç sönümlenmelerin yapısal sönümlemeyle elde edilen grafik örnek olarak verilmiştir. Bu özellikli kesme sisteminin yapısal sönümlemesi $\zeta = 0.0256$, n= 710 d/dak' daki toplam sönümleme $\zeta_T = 0.075$, n= 90 d/dak' daki toplam sönümleme ise, $\zeta_T = 0.165$ ' dir. Şekil 8.16' daki grafikler bu değerlere göre çizdirilmiştir. Al-7075 malzemesi için (20×20) kesitli kater ile tornalama ve N= 4 kanal sayılı parmak freze çıkışıyla frezelemede elde edilen amplitüd değerleri de Çizelge 8.23 ve 8.24' de verilmiştir.

Çizelge 8.23. Tornalamada Al-7075 için takım ucunun (A_x [mm]) değerleri

L (mm)	Malzeme	70	90	110
n (d/dak)				
90	Al-7075	0,113	0,221	0,253
710	Al-7075	0,057	0,137	0,150

Çizelge 8.24. Frezelemede Al-7075 için takım ucunun ($A_{x,y}$ [mm]) değerleri

L (mm)	$A_{x,y}$ (mm)	50	70
n (d/dak)			
355	A_x	0,085	0,118
	A_y	0,013	0,063
2000	A_x	0,058	0,079
	A_y	0,005	0,027

Burada tornalama ve frezeleme operasyonlarında hesaplanan kesici takımın dinamik kesmedeki amplitüd değerleri, çalışılan maksimum ve minimum mil hızları ile takım bağlama uzunluklarında değişik malzemeler için hesaplanmıştır. Bunun nedeni, hesaplanan amplitüd değerleri arasındaki farkın iyi bir şekilde görülebilmesi içindir.

Diğer geri kalan ara değerler için amplitüd değerleri aynı yöntemle istenildiğinde bulunabilir. Bu amplitüd değerlerinin hesaplanması, Bölüm 5' de bulunan toplam süreç sönümleme oranlarının Bölüm 6' da anlatıldığı gibi ayrıştırılması ve SSM' nin doğrulanması için gerekli olduğundan yapılmıştır. Yukarıdaki Şekil 8.12 ve Şekil 8.13' deki KD' lardan görüldüğü gibi hesapsal ve deneysel eğrilerin arasındaki farktan ve ayrıca Şekil 8.14(a)' daki zaman domenli simülasyonun yer değişim grafiğindeki sönümlemeden, deneysel olarak toplam sönümleme oranlarının doğruluğu verilmiştir. Böylece hesaplanan amplitüd değerlerinden faydalanarak toplam süreç sönümlerinin ne kadarının kesilme açısının değişiminden ve ne kadarının takım ucunun dalgalı yüzeye batmasından kaynaklandığı bulunabilir.

8.4. Süreç Sönümlerinin Bağımlılığının Araştırılması

Süreç sönümlerinin bağımlılığının araştırılmasında öncelikle toplam süreç sönümleme oranlarının ayrıştırılmasıyla başlanmıştır. Bunun nedeni, dinamik kesme sisteminin düşük mil hızlarında oluşan toplam süreç sönümleme oranlarının en çok hangi etkenden dolayı meydana geldiğinin daha iyi görülebilmesi içindir. Kesme testleriyle saptanan kararlı kesme derinlikleri ve kesme hızlarındaki toplam süreç sönümleme oranlarının bulunmasından sonra bu sönümleme oranlarının, kesilme açısının değişiminden ve takım ucunun batmasından kaynaklanan oranlarının bulunması hesabı yapılmıştır. Bu sebeple burada örnek olması bakımından sadece tornalamadaki amplitüd değerleri bulunmuş birkaç durum için hesaplama yapılmıştır. Hesaplama sonuçlarının iş parçası malzemesine göre karşılaştırılması bakımından da deneylerde kullanılan her bir malzeme için hesaplama yapılmıştır. Hesaplama, hesaba katılan kesme sistemi durumları için öncelikle kesme sistemi Bölüm 5' de anlatıldığı gibi modellenmiştir. Modellemede hem kesilme açısının değişimine göre elde edilen statik ve dinamik katsayılar hem de takım batmasından gelen batma kuvvetleri göz önüne alınmıştır. Geliştirilen matematiksel dinamik kesme modeli Matlab 7.0 programlama dilinde yazılan program ile işletilerek toplam süreç sönümleme oranları ayrıştırılmıştır. Bu program ile aynı zamanda iş parçası malzemesine bağlı olarak değişen DKKK' nın

elde edilmesinde kullanılan (C) sabit parametresi ve takım ucunun batmasından oluşan batma kuvvetlerinin hesaplanmasında kullanılan (f_{sp}) iş parçasının spesifik kesilme direnci değerleri hesaplanmıştır. Bu prosedüre göre, tornalamada değişik mil hızları, kesici takım uzunlukları ve malzemeler için takım ucunun batmasından kaynaklanan süreç sönümlenme oranları (ζ_{sb}) ve kesilme açısının değişiminden kaynaklanan süreç sönümlenme oranları ($\zeta_{s\phi}$) değerleri Çizelge 8.25’ de verilmiştir.

Çizelge 8.25. Tornalamada ayrıştırılan süreç sönümlenme değerleri

n (d/dak)	Malzeme	Ç-1010	Ç-1050	Al-7075	Ç-1050
	L (mm)	70	90	90	110
90	ζ_{sb}	0,1546	0,290	0,2343	0,2800
	$\zeta_{s\phi}$	0,0158	0,034	0,0282	0,0240
710	ζ_{sb}	0,0680	0,1360	0,1000	0,0610
	$\zeta_{s\phi}$	0,008	0,098	0,0125	0,0054

Çizelge 8.25’ den de görüldüğü gibi takım ucunun iş parçasının işlenen dalgalı yüzeyine batmasından dolayı oluşan süreç sönümlenme oranlarının, kesilme açısının değişiminden kaynaklanan proses sönümlenme oranlarından çok daha büyük olduğu görülmektedir. Ayrıca iş parçası malzemesine göre de aynı takım uzunluğu ve mil hızı için süreç sönümlenme oranının Ç-1050 malzemesine göre Al-7075 malzemesinde düştüğü görülmektedir. İş parçası malzemesine göre farklılıkların karşılaştırılması daha sonra yapılacak (C) sabit parametresi ve (f_{sp}) iş parçasının spesifik kesilme direnci değerlerinin karşılaştırılmasında ve süreç sönümlenmelerinin bağımlılığının araştırılmasında ayrıntılı olarak verilecektir. Buradaki toplam süreç sönümlenme oranlarının ayrıştırılması, kesme sırasında kesici takım ucuna verilen ilerleme oranı $h_0 = 0,06 \text{ mm/rev}$ değerine göre yapıldığından bu ilerleme oranı ile değişik mil hızı,

takım uzunluğu ve iş parçası malzemelerindeki DKKK' ların elde edilmesinde kullanılan kesilme açısı (φ)' ye göre diğer parametrelerin değişimi Çizelge 8.26' da verilmiştir.

Çizelge 8.26. Tornalamada DKKK' nın bulunmasındaki parametrelerin değerleri

n (d/dak)	Malzeme	Ç-1010	Ç-1050	Al-7075	Ç-1050
	L (mm)	70	90	90	110
90	η_v	0,2244	0,2200	0,1898	0,2229
	φ_{01}	14,8340	14,5100	18,9916	14,4666
	λ_{sx}	-0,7471	-0,5000	-0,3777	-0,5159
	λ_{dx}	-0,4719	-0,8186	-0,1150	-0,7782
	φ	41,1200	40,1900	41,2264	40,5784
710	η_v	0,2170	0,2140	0,1826	0,2145
	φ_{01}	14,8834	14,5700	19,126	14,5636
	λ_{sx}	-0,7221	-0,4760	-0,3434	-0,4786
	λ_{dx}	-0,5058	-0,0884	-0,0971	-0,0877
	φ	40,3050	39,6384	40,5240	39,6944

Çizelge 8.26' daki η_v , belli bir kesme hızında seçilen ilerleme oranı ve takım talaş açısına bağlı olarak değişen dinamik kesme sabiti, φ_{01} , belli bir kesme hızında seçilen ilerleme oranı ve takım talaş açısına bağlı olarak değişen dinamik kesme sabitidir. Buradaki λ_{sx} ve λ_{dx} ise sırasıyla, tornalama sisteminin ilerleme doğrultusu yani (X) doğrultusundaki statik ve dinamik kesme katsayılarıdır. Burada sadece λ_{sx} ve λ_{dx} katsayılarının göz önüne alınmasının nedeni, tornalama sisteminin tırlama titreşiminin baskın mod olan ilerleme doğrultusundaki modta meydana geldiğindedir. Böylece tornalama sistemi, bir serbestlik dereceli olarak göz önüne alınırsa (4.72)

denklemlerinin sadece (X) doğrultusunda yazılan hareket denklemleri hesaba katılarak modelleme yapılabilir. Bu amaçla bu denklemler (6.8) denklemi şeklinde yazılabilir. Burada DKKK' nın elde edilmesi için gerekli olan talaş kalınlık oranlarının bulunması, 710 d/dak mil hızında iş parçası malzemelerinin $h_0 = 0,06 \text{ mm}/\text{dev}$ ilerleme oranında kararlı kesmede yapılan kesme testlerinden talaş kalınlıkları ($h_c \text{ [mm]}$)' nin bir mikrometre ile ölçülmesiyle elde edilmiştir. Buna göre Ç-1010, Ç-1050 ve Al-70 75 malzemelerinin talaş kalınlıkları, yine bu değerlere göre, kesme mekanikleri prosedürü uygulanarak DKKK' nın elde edilmesinde kullanılan ($C \text{ [}^\circ\text{]}$) sabiti, takım batma kuvvetlerinin hesaplanmasında kullanılan ($f_{sp} \text{ [N/m}^3\text{]}$) iş parçası malzemesinin spesifik kesilme direnci ve tırlama titreşimi olmadan yapılan kesme testlerinin sonuçlarından hesaplanan kesilme açısı ($\varphi_0 \text{ [}^\circ\text{]}$) parametrelerinin değerleri aşağıdaki Çizelge 8.27' de verilmiştir.

Çizelge 8.27. Tornalamada süreç sönmömlerinin ayrılmasındaki sabitlerin değerleri

Malzeme	h_c (mm)	C ($^\circ$)	f_{sp} (N/m ³)	φ_0 ($^\circ$)	τ_s (N/m ²)
Ç-1010	0,14	53,57	$6,61 \times 10^{+9}$	18,44	$2,7 \times 10^{+8}$
Ç-1050	0,18	63,10	$10,25 \times 10^{+9}$	23,20	$3,4 \times 10^{+8}$
Al-7075	0,14	69,83	$4,60 \times 10^{+9}$	26,56	$2,0 \times 10^{+8}$

Çizelge 8.27' deki değerlerin hesaplanmasında ortalama sürtünme katsayısı $\mu_a = 0,3$ olarak alınmıştır (Bailey, 1975; Lee et al., 1995). Bu çizelgedeki malzemelerin kesilme gerilmesi ($\tau_s \text{ [N/m}^2\text{]}$) de, K_f değerlerinin bulunmasından faydalanarak (4.33) denklemlerinden çözümlenebilir. Buradaki statik kesme testinden elde edilen (φ_0) kesilme açısının, Çizelge 8.26' daki değerlere değişimi (6.6) denkleminde elde edilmiştir. Bu prosedür, takım ucu hareketinin ($1/4$)' lük periyodu için uygulanmıştır. Bunun sebebi, bu tez çalışmasının altıncı bölümünde anlatıldığı gibi

takım ucunun dalgalı yüzeye batma hacminin bu periyotta en yüksek değerini alması, dalgalı yüzeyin sonuna doğru da bu periyodun simetriği olacağıdır.

Çizelge 8.26 ve 8.27' den faydalanılarak Bölüm 6.3' de anlatıldığı gibi kesilme açısının değişimine ve takım ucunun işlenen iş parçasının dalgalı yüzeyine batmasına göre modellemelerin doğruluğunun araştırılması mümkün olacaktır. Her iki modelin doğrulanması işlemleri, Bölüm 6' da anlatıldığı gibi enerji denklemleri kullanılarak yapılmıştır. Buna göre, (6.22) ve (6.23) denklemlerinin çözümlenmesiyle bulunan (C^*) ve (f_{sp}^*) parametrelerinin değerlerinin Çizelge 8.27' deki (C) ve (f_{sp}) parametrelerinin değerleriyle karşılaştırılmasıyla modellemenin doğruluğu araştırılır. Bölüm 6' da anlatılan işlem prosedürüne göre bulunan bazı parametrelerin değerleri, Çizelge 8.28' de verilmiştir.

Çizelge 8.28. SSM' nin karşılaştırma parametreleri

Malzeme	α (°)	β_n (°)	φ_{0i} (°)	C^* (°)	f_{sp}^* (N/m ³)
Ç-1010	42,16	15,3	26,5	54,60	$6,86 \times 10^{+9}$
Ç-1050	30,23	16,7	39,0	63,04	$10,35 \times 10^{+9}$
Al-7075	34,71	10,0	36,9	68,5	$4,77 \times 10^{+9}$

Çizelge 8.27 ve 8.28' deki (C), (f_{sp}), (C^*) ve (f_{sp}^*) parametrelerinin değerlerinin birbirlerine yakın çıkmasından dolayı hem DKKK' nın elde edilmesindeki hem de takım ucunun batma kuvvetlerinin elde edilmesindeki modellemelerin doğruluğu, kesme testlerinde kullanılan malzemelere göre kanıtlanmış olmaktadır. Böylece, Şekil 8.12- 8.13 ve 8.14(a) ile deneysel olarak ve Çizelge 8.27 ve 8.28 ile de hesapsal olarak geliştirilmiş olan komplike SSM doğrulanmaktadır. Süreç sönümleme oranlarının bağımlılığı ise Çizelge 8.25 ve Çizelge 8.26 incelendiğinde süreç sönümlenmelerinin oluşmasında daha çok geçerli olan etkenin, DKKK' dan değil takım ucunun batmasından ortaya çıkan batma kuvvetleri olduğu görülmektedir. Buradan da,

batma kuvvetlerinin elde edilmesinde kullanılan (f_{sp}) değerinin doğru bir şekilde elde edilmesinin önemi ortaya çıkmaktadır. Bu değer için kullanılan iş parçası malzemesinin fiziksel özelliklerinin hangisine göre nasıl değiştiğinin bilinmesi ve araştırılması önemli bir konudur. Bu tez çalışmasında kullanılan iş parçası malzemelerinin elastisite modülü (E [GPa]), akma gerilmesi (σ_{AK} [MPa]), kesilme mukavemeti (τ_K [GPa]) gibi fiziksel özellikleri, STAHLSCHÜSSEL 1986 malzeme kataloğundan ve (www.matweb.com) internet adresinden araştırılarak Çizelge 8.29' da verilmiştir.

Çizelge 8.29. Malzemelerin fiziksel özellikleri

Malzeme	E (GPa)	σ_{AK} (MPa)	τ_K (GPa)
Ç-1010	210	150-180	80
Ç-1050	210	345-430	80
Al-7075	71,7	103-145	27

Çizelge 8.27, 8.28, 8.29' dan da görüldüğü gibi kullanılan iş parçası malzemelerinin (f_{sp}) değerleri, malzemelerin elastisite modülleri ve kesilme mukavemetlerinden bağımsız ve akma mukavemet değerlerine orantısal olarak değiştikleri görülmektedir. Buradan sonuç olarak, kesici takım ucunun iş parçasının dalgalı yüzeyine batması sırasında takım ucunun batma alanının altında iş parçası malzemesinin plastik özellik gösterdiği söylenebilir. Ayrıca bu tez çalışmasında sadece üç değişik malzemeli iş parçası kullanılmıştır. Bu yargının daha iyi kesinleşmesi için takım tezgahlarında daha çok farklı malzemeye sahip iş parçalarının işlenerek gerekli deneylerin yapılması ve bu çalışmada geliştirilen modelin uygulanması gerekmektedir. Bu çalışmalar, farklı iş parçası malzemelerinin kullanımının yanında değişik geometriye sahip kesici takımlarla da şu anda devam etmekte olan “Takım Tezgahlarında Tırlama Titreşimlerinin Kararlılık Analizi” konu başlıklı, 200615012 numaralı Araştırma Projesinde araştırılacaktır.

9. SONUÇLAR

Yapılan bu tez çalışmasında, tormalama ve frezeleme operasyonlarındaki düşük ve orta kesme hızlarında meydana gelen süreç sönümlenme oranlarının bulunması hedeflenmiştir. Ayrıca bu süreç sönümlenme oranlarının titreşimli dinamik kesme sisteminin hangi etkenlerinden kaynaklandığının bulunması amaçlanmıştır. Tez çalışmasında geliştirilen komplike bir dinamik kesme modeliyle bu hedeflere ve amaçlara ulaşılmıştır. Bu konunun veya bu problemin çözümünün ele alınmasının nedeni, şimdiye kadar araştırmacılar tarafından ortaya koyulan modellerle ve yapılan laboratuvar çalışmalarıyla bu problemin çözülemediğinin görülmesidir. Bundan dolayı bu tez çalışmasıyla, özgün ve yeni bir çalışma ortaya konmuştur. Bu problemin çözümü için öncelikle tormalama ve frezeleme operasyonlarındaki kesme mekanikleri ve dinamiklerinin iyi bilinmesi ve tahlil edilmesi gerektiği saptanmıştır. Bu amaçla öncelikle tez çalışmasında, literatürden tormalama ve frezeleme için kesme mekanikleri ve kesme dinamikleri araştırılmıştır. Buna bağlı olarak yine tormalama ve frezeleme için tırlama titreşim analizlerinin analitik ve nümeriksel olarak nasıl yapıldığı araştırılmıştır. Analitik analiz modelinin üstünlükleri görülerek her iki operasyona nasıl uygulandığı kısaca verilmiştir. Bu temel bilgiler oluşturulduktan sonra kesme mekaniklerinin temelini oluşturan dik kesme mekanikleri baz alınarak tormalama ve frezeleme operasyonlarına uygulanabilecek bir dinamik kesme modeli oluşturulmuştur. Bu komplike dinamik kesme modeliyle tırlama titreşim analizi, her iki operasyona uygulanacak durumda hareket denklemleri düzenlenmiştir. Bu dinamik model, dinamik kesme sırasında kesilme açısının değişiminden türetilen DKKK' nın ve kesici takım ucunun iş parçasının dalgalı yüzeyine batmasıyla oluşan batma kuvvetlerinin hareket denklemlerinde ifade edilmesiyle geliştirilmiştir. Böylece dinamik kesme sistemine her iki durum da etki ettirilerek kesme sisteminin toplam sönümlenmesinin nasıl değiştiği verilmiştir. DKKK' nın ve batma kuvvetlerinin dinamik kesme modeline katılmasıyla her iki durum için de ayrı ayrı süreç sönümlenme değerlerinin nasıl değiştiği saptanmıştır.

Komplike dinamik kesme modelinin geliştirilmesinden sonra düşük ve orta kesme hızlarında meydana gelen toplam süreç sönümlenme oranlarının değerlerinin bulunabilmesi için tornalama ve frezeleme operasyonlarında laboratuvar çalışmaları yapılmıştır. Laboratuvar çalışmaları, her iki operasyonda değişik iş parçası malzemeleri, değişik uzunlukta bağlanan kesici takımlar için değişik mil hızlarında yapılmıştır. Bu çalışmalar, kesme sistemlerinin değişik takım uzunlukları için çekişleme testlerinin yapılıp yapısal sabitlerinin belirlenmesiyle başlamıştır. Kesme sistemlerinin ayarı bozulmadan tırlama testleri yapılarak hangi kesme hızında veya hangi mil hızında tırlamanın hangi kesme derinliklerinde meydana geldiği ve tırlama frekansları belirlenmiştir. Bu kararlı kesme derinliklerinin bulunmasının nedeni tornalamada ve frezelemede uygulanan analitiksel kararlılık analizi prosedürünün tersten işletilerek toplam proses sönümlenme oranlarının elde edilmesi içindir. Toplam proses sönümlenme oranlarının değerlerinin bulunması şimdiye kadar literatürde yapılmamış bir işlem uygulanarak KD' nin elde edilmesi prosedürünün tersten işletilerek yapılmıştır. Böylece, daha kesin sonuçlar elde edilmiş olmaktadır.

Yukarıda anlatılan tüm modelleme yani hesapsal ve laboratuvardaki deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar aşağıda maddeler halinde verilmiştir:

1. Değişik takım uzunlukları ve malzemeler için yapılan yapısal modal analizler sonucunda takım uzunlukları arttıkça yapısal doğal frekansın ve tırlama frekansının azaldığı görülmüştür. Yapılan dinamik kesme testleriyle kararlı kesme derinliği sınır değerinin bulunması sırasında, tırlama frekans değerlerinin kesme sisteminin yapısal doğal frekansının beklendiği gibi biraz üstünde değerler aldığı saptanmıştır.
2. Kararlı kesme derinliklerinin çalışılan bir mil devrinde belirlenmesi sırasında tedrici olarak kesme derinlikleri artırılırken kesme derinliği arttıkça tırlama frekansının da bir önceki duruma göre bir miktar arttığı saptanmıştır. Bundan dolayı bu saptamadan, kesme sisteminin yapısal rijitlik sabiti (k), kesme

derinliğinin artışından dolayı sanki bir miktar artış göstermektedir yargısı çıkartılabilir.

3. Çekiçleme testiyle yapılan kesme sisteminin modal analizi sonucu sistemin TF' sinin reel ve imajiner grafikleri, elde edilen yapısal sabitlerle de Şekil 8.2' de görüldüğü gibi hesapsal olarak çizdirildiğinde deneysel grafiklerin benzeri çıkmaktadır.
4. Tornalama operasyonları için yapılan modal analizler sonucu elde edilen FRF grafiklerinden kesme sisteminin baskın modunun, ilerleme doğrultusundaki mod olduğu görülmüştür. Frezeleme operasyonları için de kesme sisteminin ilerleme (X) doğrultusu ve bu doğrultuya 90° olan (Y) doğrultusu için çekiçleme testleri yapılmış ve her iki doğrultu için birer baskın modun oluştuğu görülerek bu baskın modlar hesaplama için göz önüne alınmıştır.
5. Kararlı kesme derinliği sınırı ($a_{lim} [mm]$) değerlerinin elde edilmesinde takım uzunluğunun ve mil hızının artmasıyla, (a_{lim}) değerlerinin azaldığı görülmüştür. Ayrıca iş parçalarının sertliğinin azalmasıyla bu değerlerin arttığı görülmüştür.
6. Kararlı kesme sınır derinlik değerlerinin bulunmasından sonra KD' nin çizdirilmesindeki işlem prosedürü ters işletilerek kesme sistemlerinin değişik takım uzunlukları ve kesme hızları için toplam süreç sönümlenmeleri elde edilmiştir. Bulunan toplam süreç sönümlenmelerinin, takım uzunluğunun artmasıyla ve mil hızının düşmesiyle arttığı görülmüştür.
7. Burada 6. maddedeki toplam proses sönümlenmelerin artması olayında, kesici takım uzunluğu arttıkça sisteminin doğal frekansı düşmekte ve mil hızı azaldıkça, iş parçasının işlenen yüzeyinde oluşan dalgaların genişliği azalarak takım ucunun bu dalgalara batma alanı büyümektedir. Bu sebeple takım ucu batmasından gelen süreç sönümleme oranlarının değeri artmaktadır.

8. Tortalama operasyonunda kullanılan daha büyük kesitli kater ile aynı takım uzunluğu, iş parçası malzemesi ve mil hızları için toplam süreç sönümlerinin azaldığı görülmüştür. Buradan süreç sönümleme oranlarının kesici takım rijitliğine göre azaldığı sonucu çıkarılabilir.
9. Toplam süreç sönümlerinin iş parçası malzemesine göre değişimi de malzeme sertliği arttıkça yükseldiği şeklinde görülmüştür. Buradan da takım ucunun dalgalı yüzeye batma kuvvetinin sert malzemede daha fazla olduğu sonucu çıkartılabilir.
10. Düşük ve orta mil devirlerinde saptanan (a_{lim}) değerleri için hesaplanan toplam süreç sönümleri hesaba katılarak çizdirilen kararlılık loblarının Şekil 5.1 ve Şekil 5.3' de görüldüğü gibi en alt noktalarından geçen asimtotik eğriler çizdirilerek hesapsal KD' ler elde edilmiştir. Bu diyagramlar ile çalışılan mil hızları için deneysel olarak elde edilen (a_{lim}) diyagramları, Bölüm 8' deki Şekil 8.12, 8.13 ve Ek Açıklamalar-C' deki gibi karşılaştırılarak hesaplanan süreç sönümleme oranlarının doğrulukları gösterilmiştir.
11. Süreç sönümleme oranlarının hesaba katılarak zaman domenli nümeriksel hesaplama ile kesici takım ucunun titreşiminin Şekil 8.14(a)' daki gibi zamanla sönümlendiği görülmüştür. Takım ucunun amplitüd değerleri de kararlı kesme derinliği sınırının üst değerlerindeki değerler için aynı yöntem ile bulunmuştur.
12. Süreç sönümleme oranlarının artmasıyla kesme sisteminin TF' sinin negatif reel kısmının Şekil 8.16' da görüldüğü gibi beklenildiği üzere arttığı görülmüştür. Bu durumun frezeleme operasyonlarında, toplam sönümleme oranlarının bulunması için Bölüm 5.3' de anlatıldığı gibi kullanılması doğru sonuçlar vermiştir.

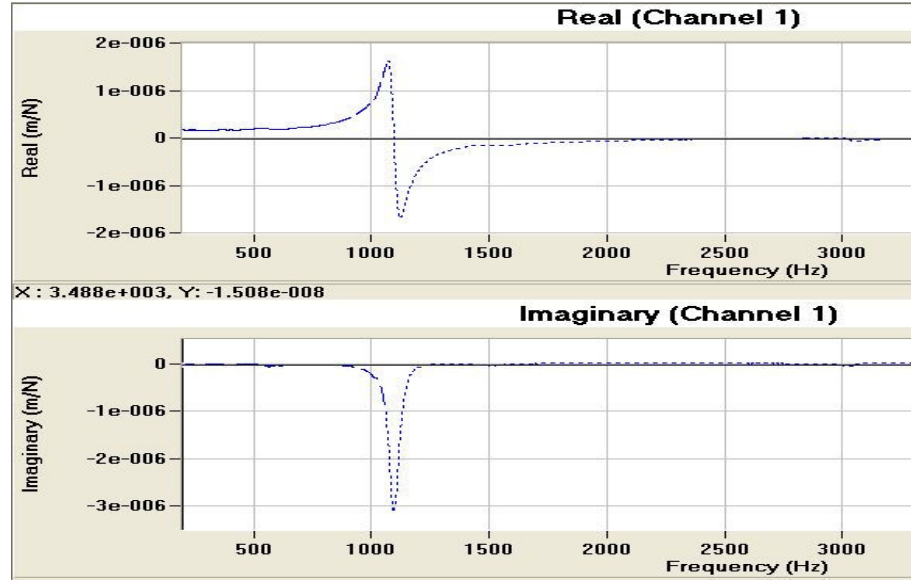
13. Süreç sönümlenme oranlarının bağımlılığının araştırılmasına öncelikle toplam süreç sönümlenmelerin ayrıştırılmasıyla başlanmıştır. Bunun sebebi, DKKK' nın ve batma kuvvetlerinin hesaba katılarak geliştirilmiş olan dinamik kesme modelindeki kesilme açısının değişiminden ve takım ucunun dalgalı yüzeye batmasından gelen süreç sönümlenmelerinin bulunmasıdır. Böylece hangi durumun kesme sisteminin süreç sönümlenmesinde daha etkili olduğu görülmüştür. Buradan elde edilen sonuca göre takım ucunun dalgalı yüzeye batmasından gelen süreç sönümlenmelerinin, kesilme açısının değişiminden kaynaklanan süreç sönümlenmelerinin yaklaşık 9-10 katı olduğu saptanmıştır.
14. Çizelge 8.26' dan da görüleceği gibi DKKK' nın elde edilmesinde kullanılan parametrelerin değişik iş parçası malzemeleri, mil hızları ve kesici takım uzunlukları için düşük değişiklikler göstermektedir. Bunun anlamı da kesilme açısının değişiminden gelen süreç sönümlenmelerinin, bu yüzden kesme sisteminin toplam süreç sönümlenme oranları üzerindeki etkisinin çok düşük olduğunun bir kanıtıdır.
15. Takım ucunun batmasından kaynaklanan süreç sönümlenmelerinin daha etkili olduğunun saptanmasından sonra batma kuvvetlerinin hesaplanmasında kullanılan malzemenin spesifik kesilme direnci (f_{sp}) faktörünün, deneylerde kullanılan iş parçası malzemelerinin hangi fiziksel özelliğine göre değiştiği araştırılmıştır. Bunun için Çizelge 8.29' da verilen malzeme özelliklerinden (f_{sp}) faktörünün, akma gerilmesine göre değiştiği yargısına varılmıştır. Ancak bu konuda daha değişik malzemeler için yapılacak araştırmalarla daha kesin bir yargıya varılabilecektir. Çelik malzemeler ile Alüminyum malzeme arasındaki (f_{sp}) değerlerinin oranları 1,5 ile 3,0 arasında değişirken, akma gerilmeleri arasındaki oranlar da yaklaşık olarak bu tarzda değişmektedir.
16. Bu tez çalışmasında geliştirilen komplike DKM' nin ve kullanılan deneysel yöntemler ve hesaplama prosedürünün doğruluğu araştırılarak bulunan süreç sönümlenme oranlarının doğruluğu saptanmıştır. Süreç sönümlenme oranlarının

doğruluğu ayrıca Bölüm 8 ve Ek Açıklamalar-C' de deneysel ve hesapsal olarak çizdirilen KD' lerle de kanıtlanmıştır.

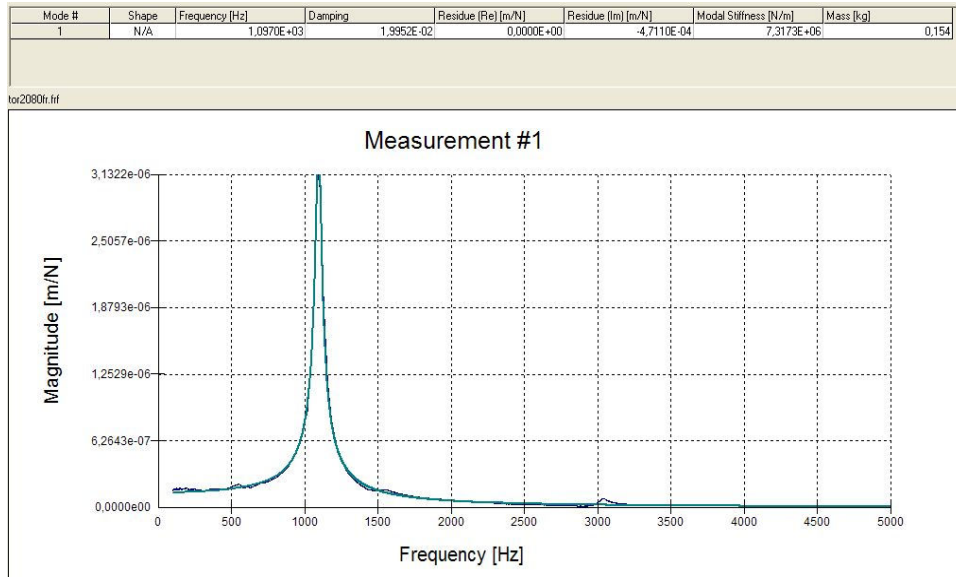
Burada sıralanan tez çalışmasının sonuçları, literatürde şimdiye kadar yapılmış olan çalışmalardan süreç sönümlerinin hesaplanması konusunda daha yeni, özgün ve gerçeğe daha yakın sonuçlar elde edildiğini göstermektedir. Bu tez çalışmasının laboratuvar çalışmaları, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Rektörlüğü Bilimsel Araştırma Projeleri Komisyonu' nun "Takım Tezgahlarında Tırlama Titreşimlerinin Kararlılık Analizi" konu başlıklı, 200615012 numaralı Araştırma Projesinin belirli bir aşamasına kadar yapılan çalışmalarla paralel yürütülmüştür. Bu tez çalışmasıyla geliştirilen DKM' nin ve süreç sönümlerinin elde edilmesinde yürütülen prosedürün daha farklı iş parçası malzemeleri, kesici takım geometrileri ve kesme şartlarına bağlı olarak uygulanması bu araştırma projesinin devamında gerçekleştirilecektir.

EK AÇIKLAMALAR – A

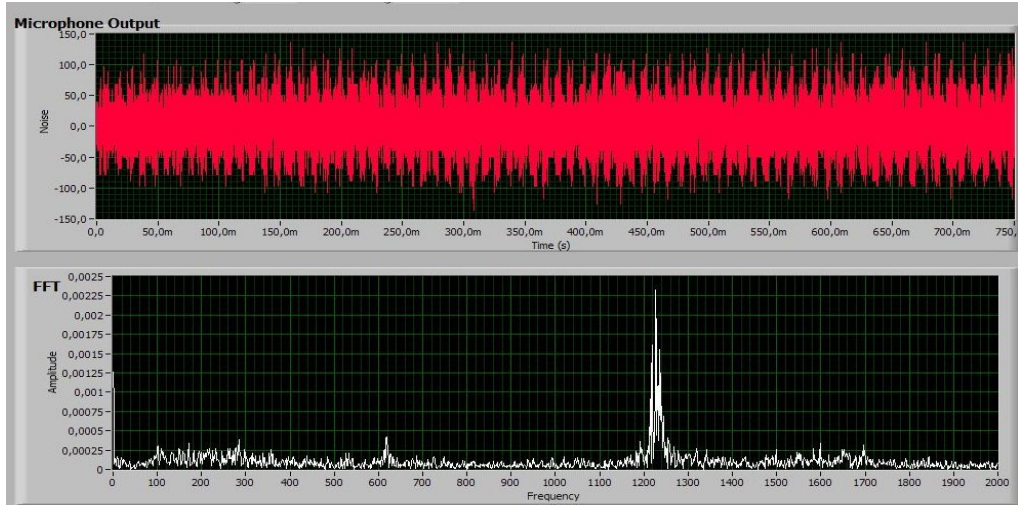
**TORNALAMADA ÇEKİÇLEME VE TIRLAMA TESTLERİNDEN
ELDE EDİLEN SONUÇLAR**



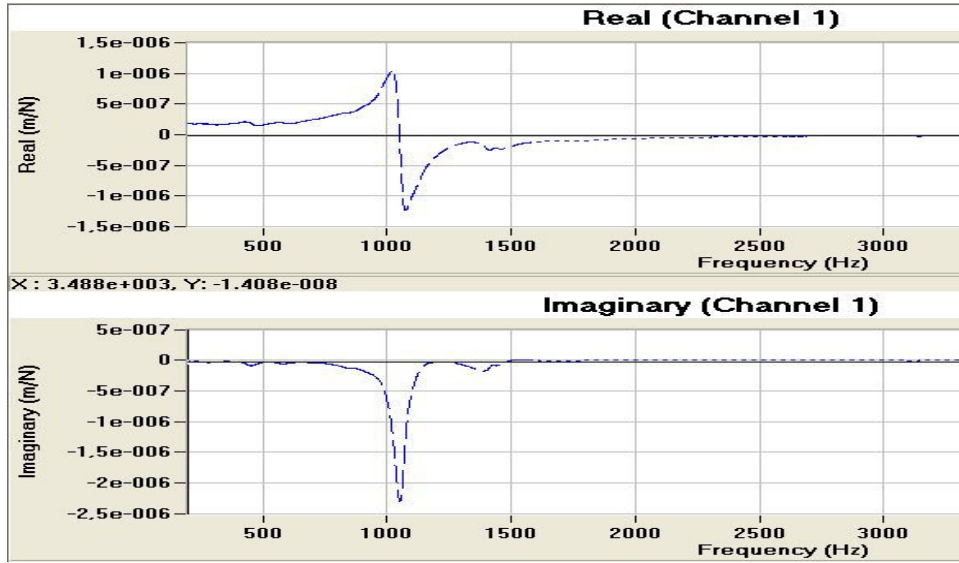
Şekil A.1. $L=80$ mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



Şekil A.2. $L=80$ mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için TF' nin FRF grafiği.



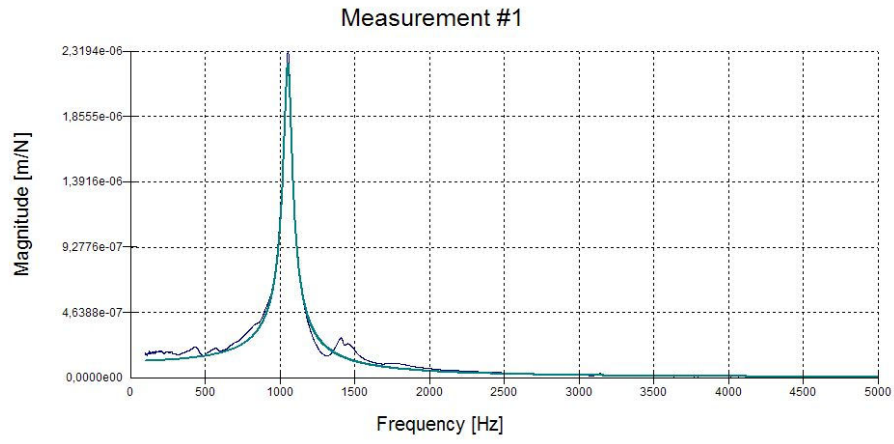
Şekil A.3. $L=80$ mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.



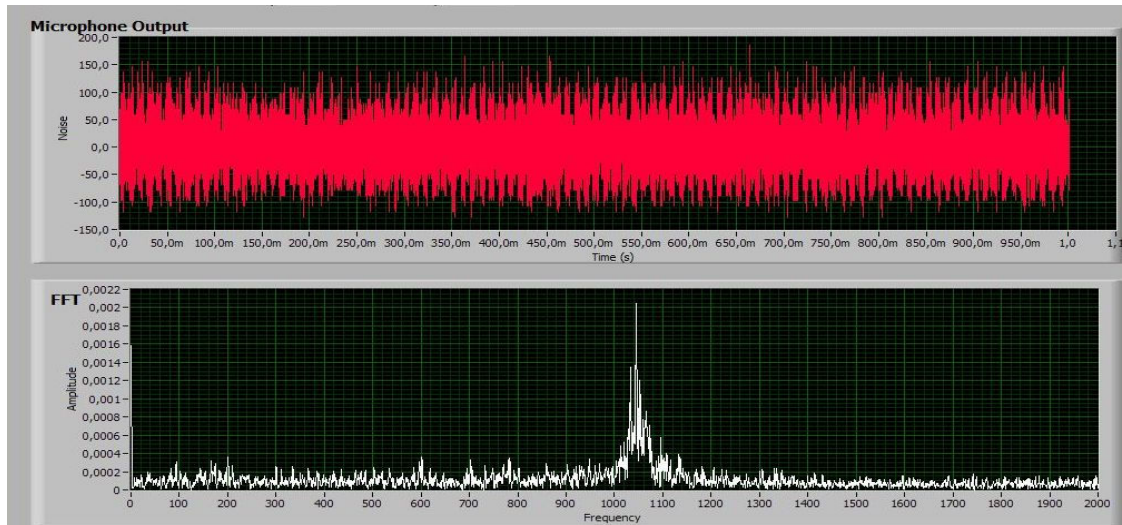
Şekil A.4. $L=90$ mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için TF' ' nin reel ve imajiner grafikleri.

Mode #	Shape	Frequency [Hz]	Damping	Residue (Re) [m/N]	Residue (Im) [m/N]	Modal Stiffness [N/m]	Mass [kg]
1	N/A	1,0595E+03	2,6671E-02	0,0000E+00	-3,9545E-04	8,3886E+06	0,191

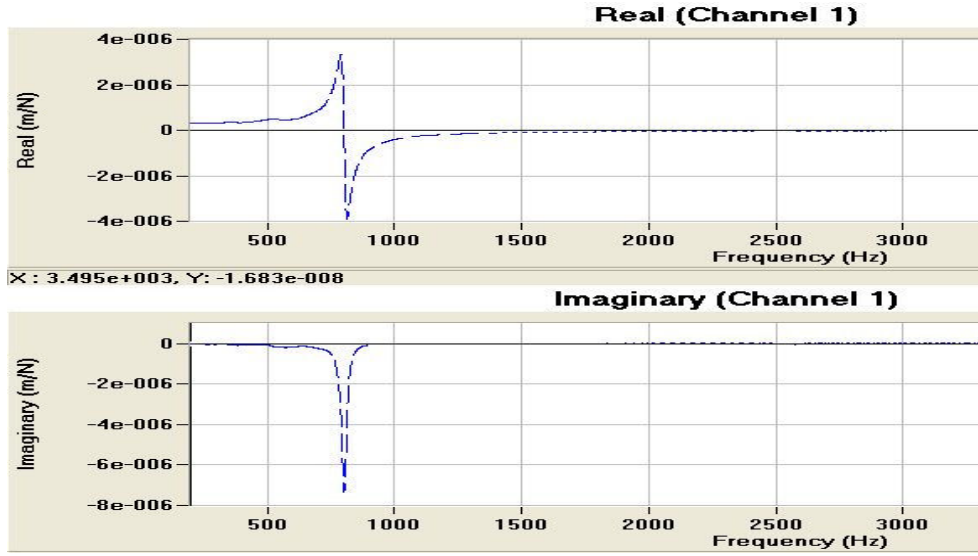
tom2090ffty.tif



Şekil A.5. L= 90 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için TF' nin FRF grafiği.



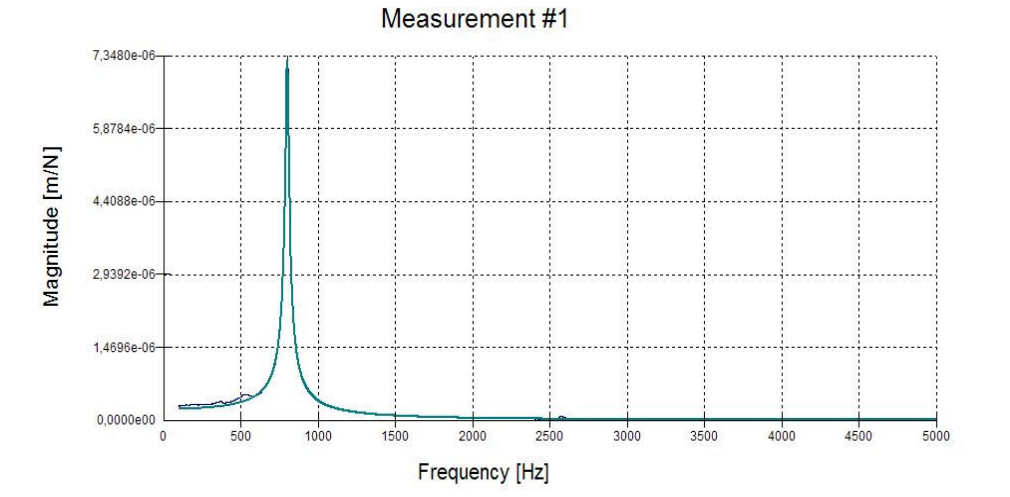
Şekil A.6. L= 90 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.



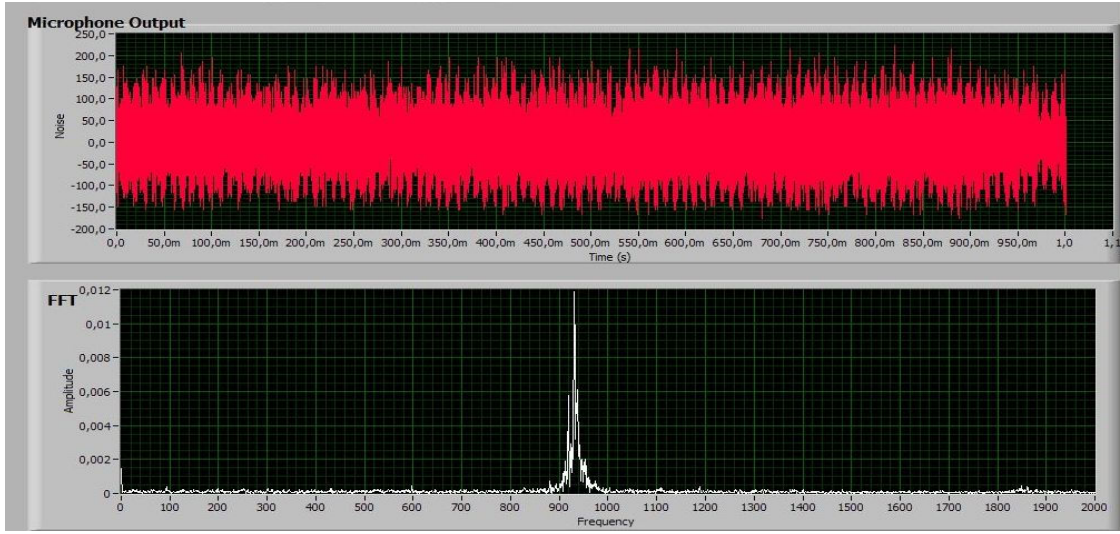
Şekil A.7. $L=100$ mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.

Mode #	Shape	Frequency [Hz]	Damping	Residue (Re) [m/N]	Residue (Im) [m/N]	Modal Stiffness [N/m]	Mass [kg]
1	N/A	8,0189E+02	1,5190E-02	0,0000E+00	-5,5578E-04	4,5333E+06	0,179

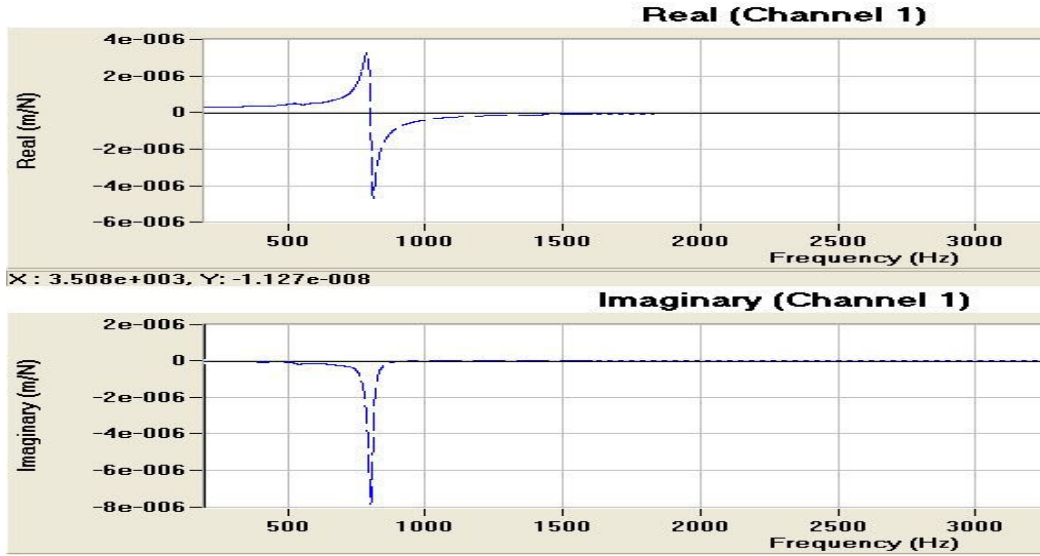
tom20100fr.frf



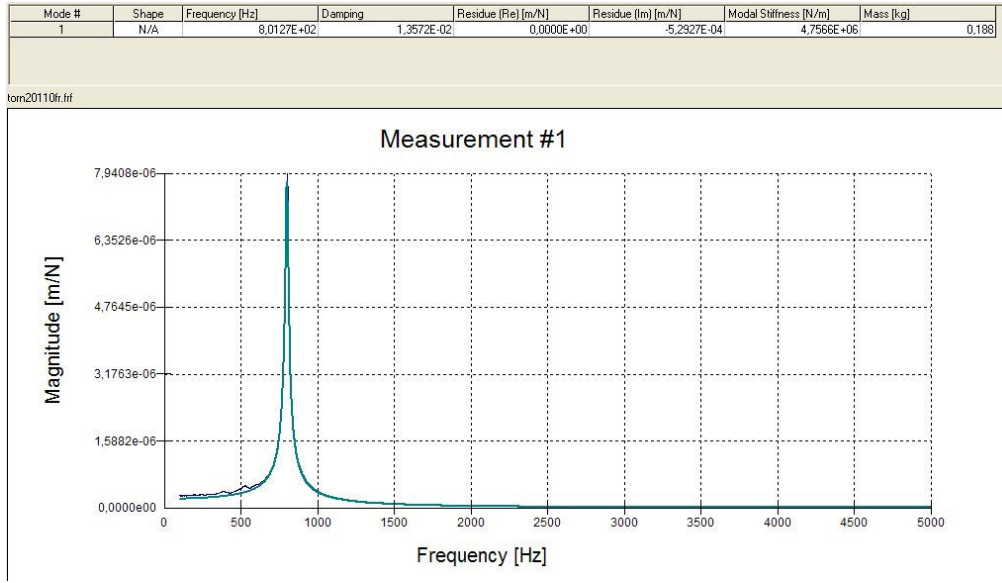
Şekil A.8. $L=100$ mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için TF' nin FRF grafiği.



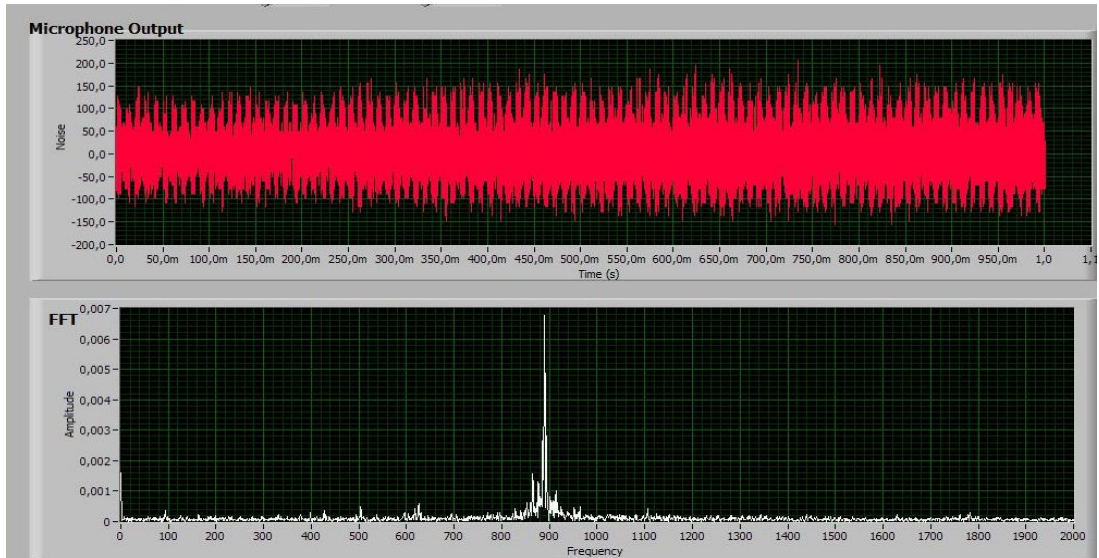
Şekil A.9. $L=100$ mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.



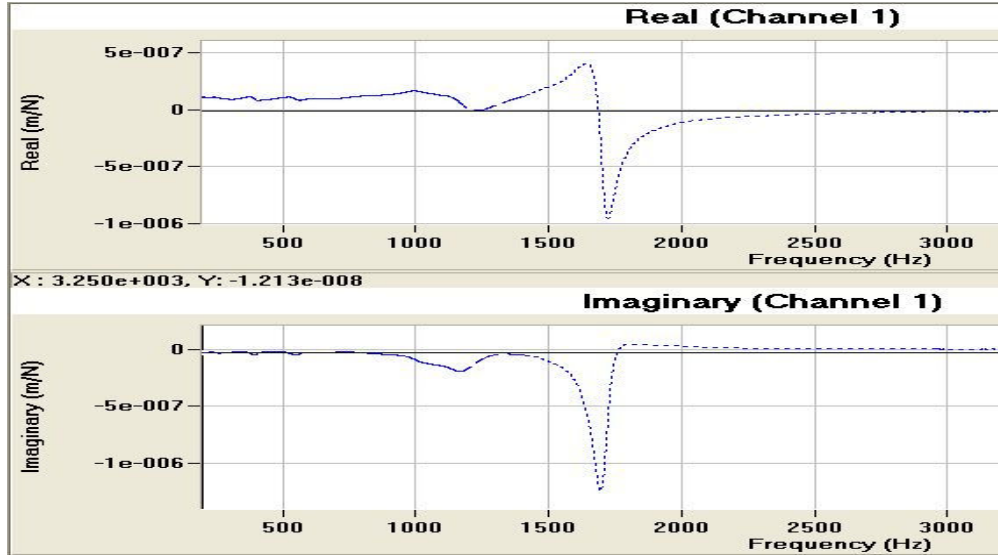
Şekil A.10. $L=110$ mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



Şekil A.11. L= 110 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için TF' nin FRF grafiği.



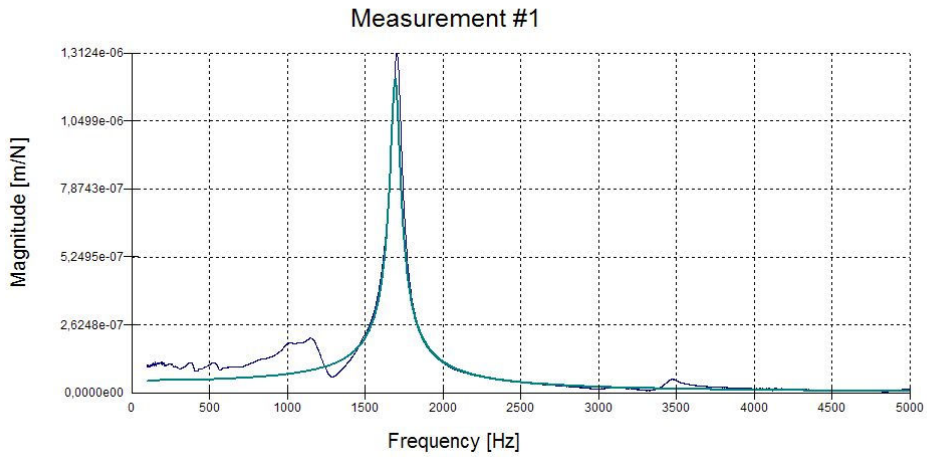
Şekil A.12. L= 110 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1010 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.



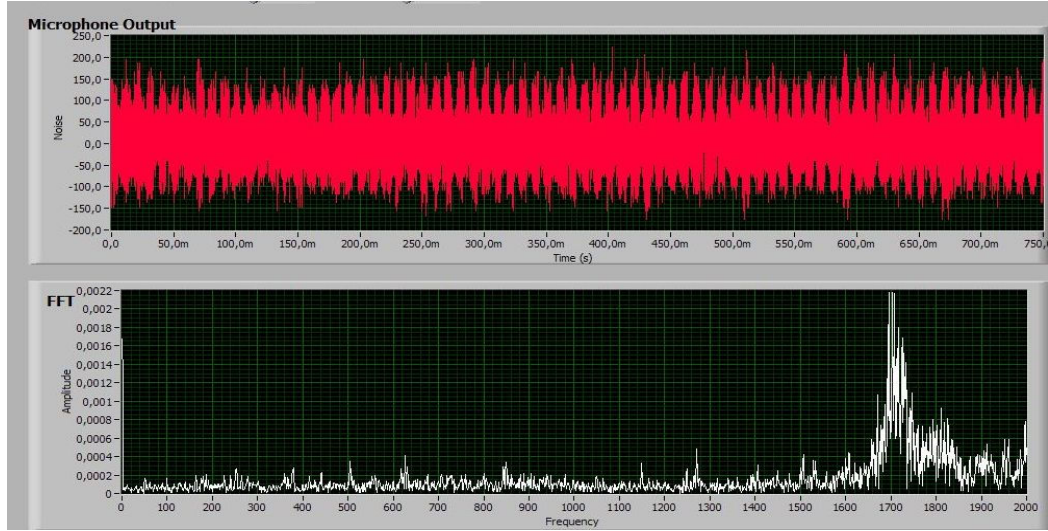
Şekil A.13. L= 70 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.

Mode #	Shape	Frequency [Hz]	Damping	Residue (Re) [m/N]	Residue (Im) [m/N]	Modal Stiffness [N/m]	Mass [kg]
1	N/A	1,6964E+03	1,9191E-02	0,0000E+00	-2,4796E-04	2,1498E+07	0,189

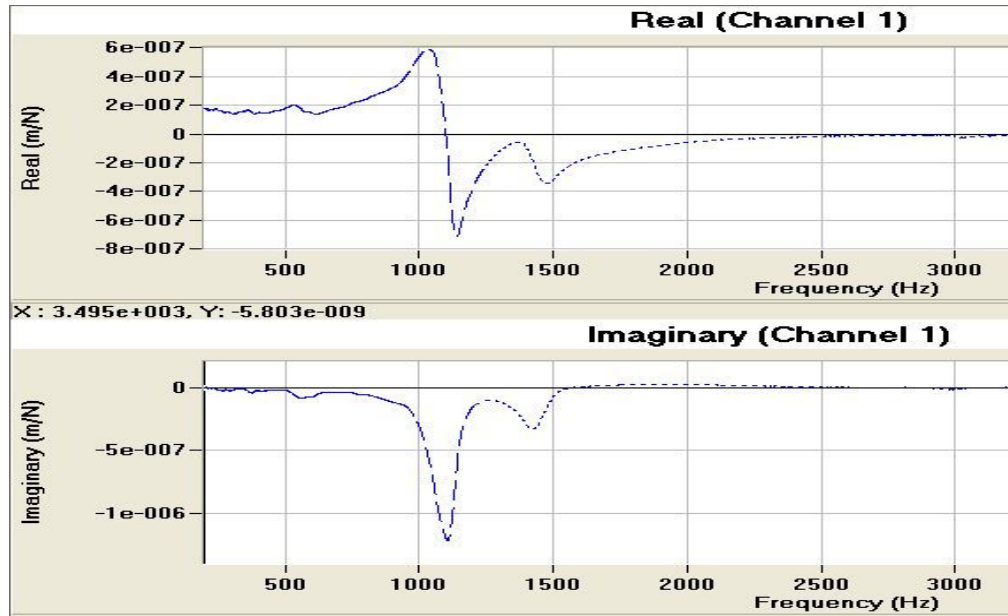
tom1050-2070r.ftf



Şekil A.14. L= 70 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin FRF grafiği.



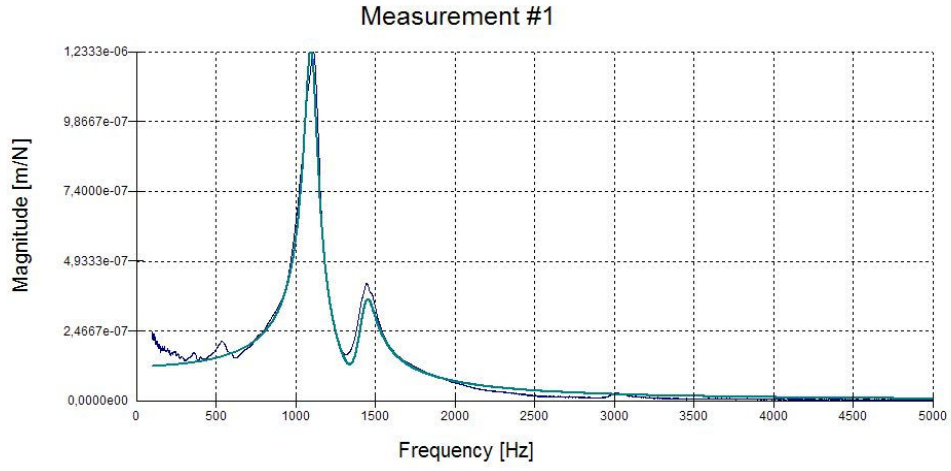
Şekil A.15. $L=70$ mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.



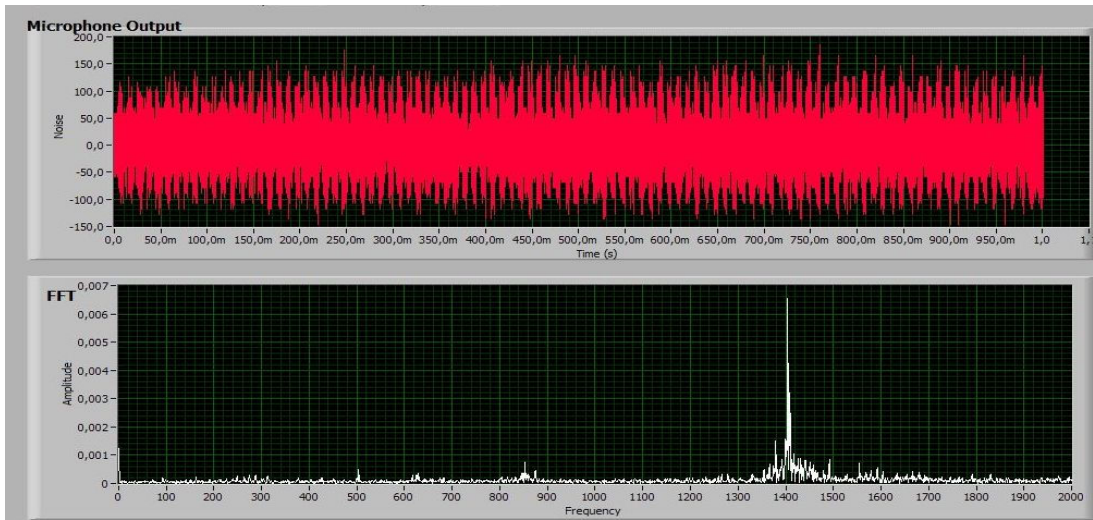
Şekil A.16. $L=80$ mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.

Mode #	Shape	Frequency [Hz]	Damping	Residue (Re) [m/N]	Residue (Im) [m/N]	Modal Stiffness [N/m]	Mass [kg]
1	N/A	1,1007E+03	3,9664E-02	0,0000E+00	-3,3920E-04	1,0203E+07	0,213
2	N/A	1,4399E+03	3,9294E-02	0,0000E+00	-1,0697E-04	4,2318E+07	0,517

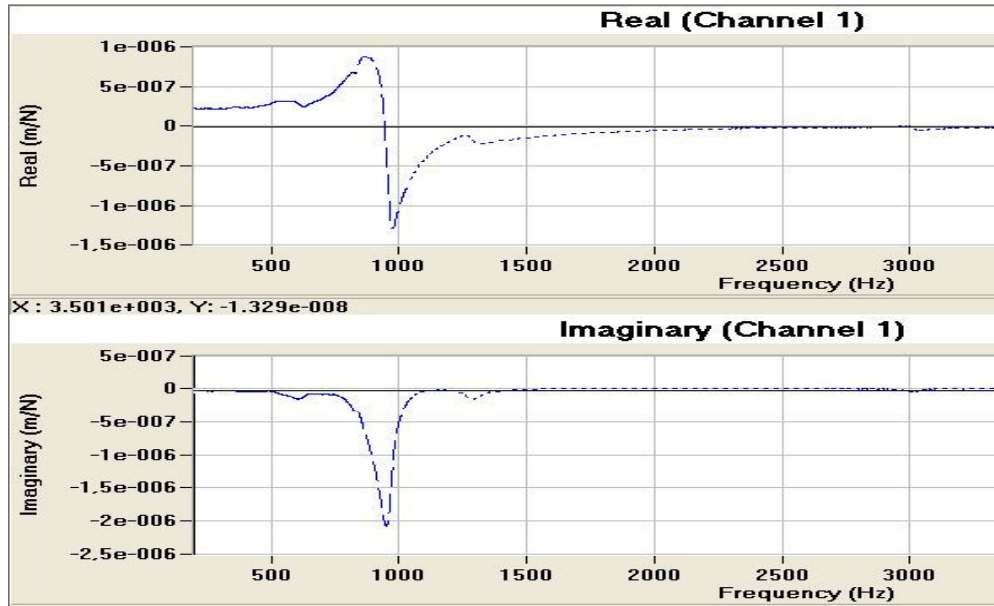
tom1050-2080r.frf



Şekil A.17. L= 80 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin FRF grafiği.



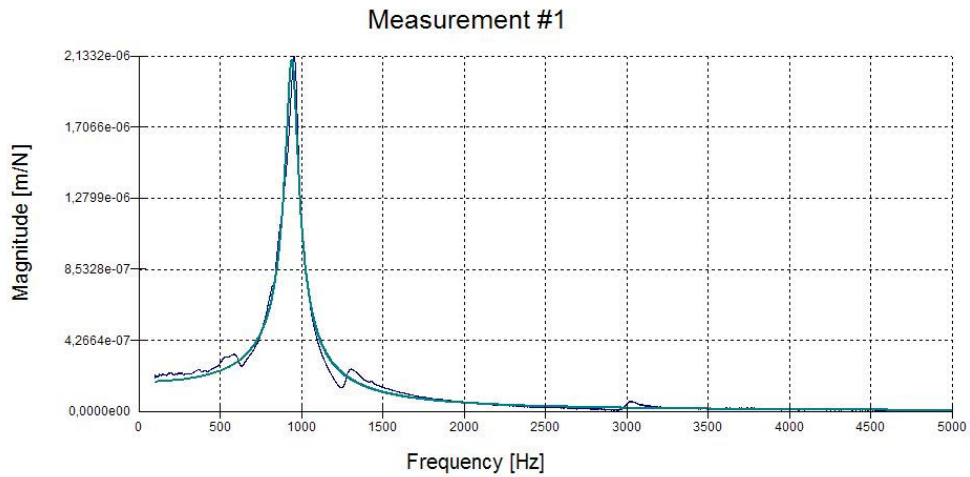
Şekil A.18. L= 80 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.



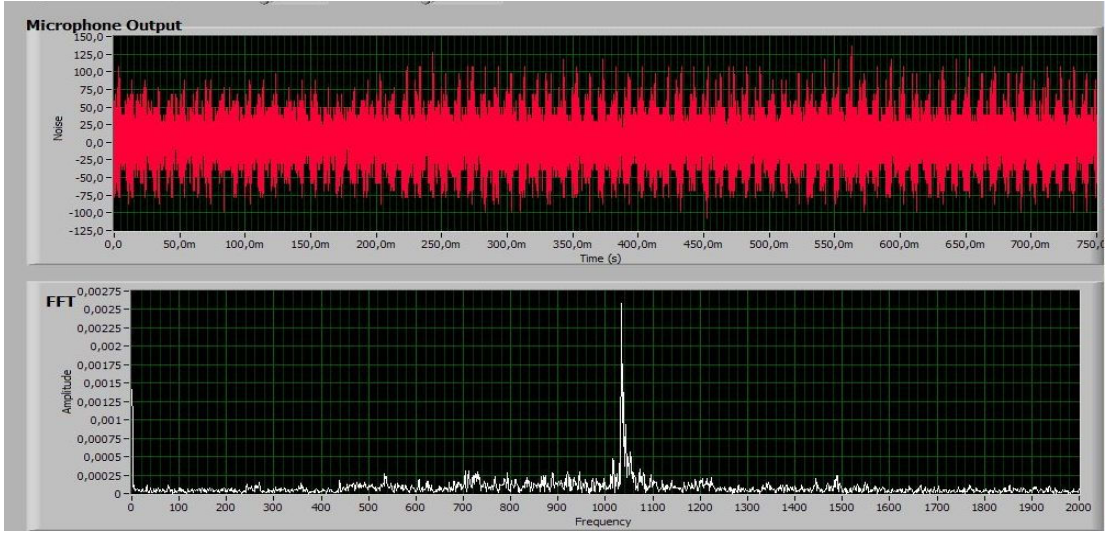
Şekil A.19. L= 90 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.

Mode #	Shape	Frequency [Hz]	Damping	Residue (Re) [m/N]	Residue (Im) [m/N]	Modal Stiffness [N/m]	Mass [kg]
1	N/A	9.4457×10^2	4.1478×10^{-2}	0.0000×10^0	-5.2012×10^{-4}	5.7103×10^6	0,162

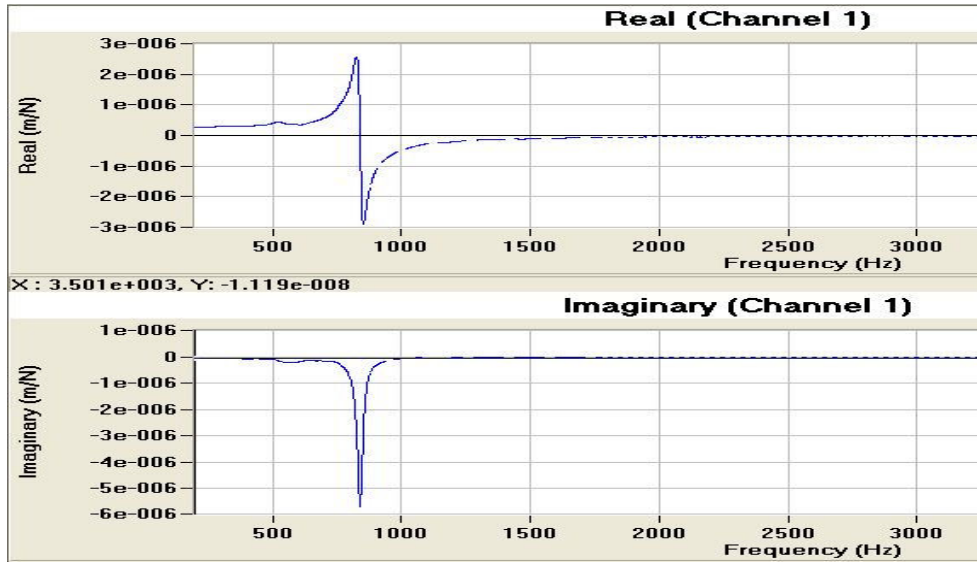
toma20901050r.ff



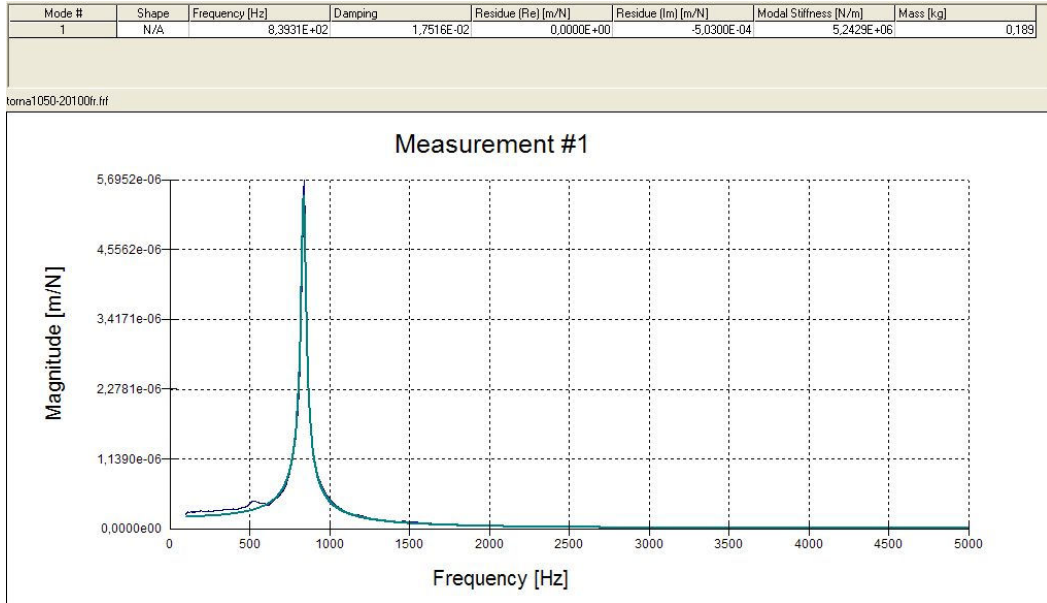
Şekil A.20. L= 90 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin FRF grafiği.



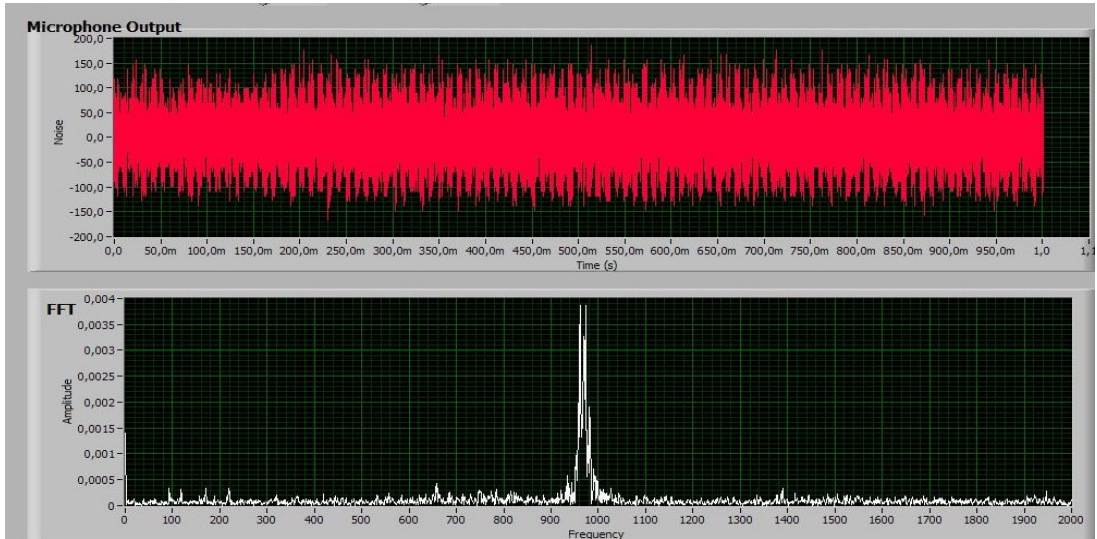
Şekil A.21. $L=90$ mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için ses testi ile turlama frekansının belirlenmesi.



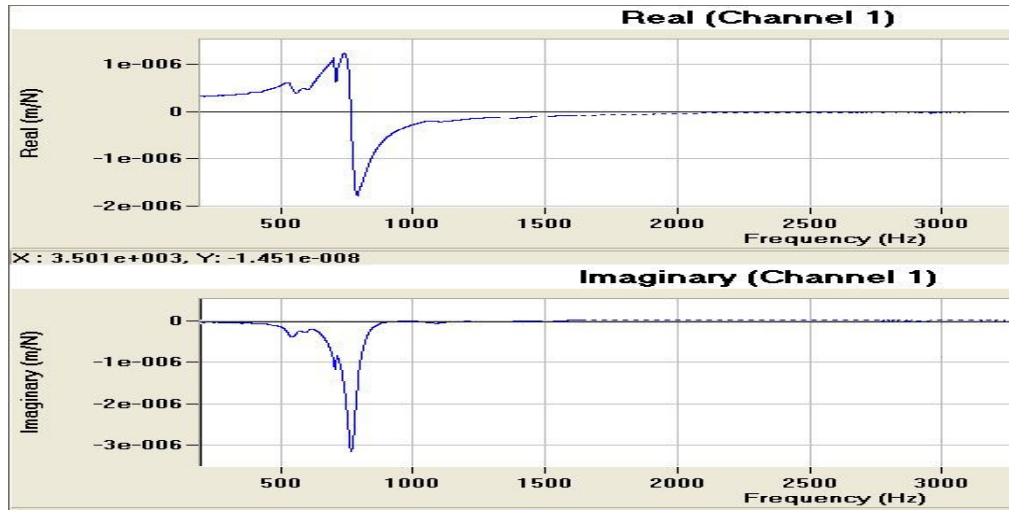
Şekil A.22. $L=100$ mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



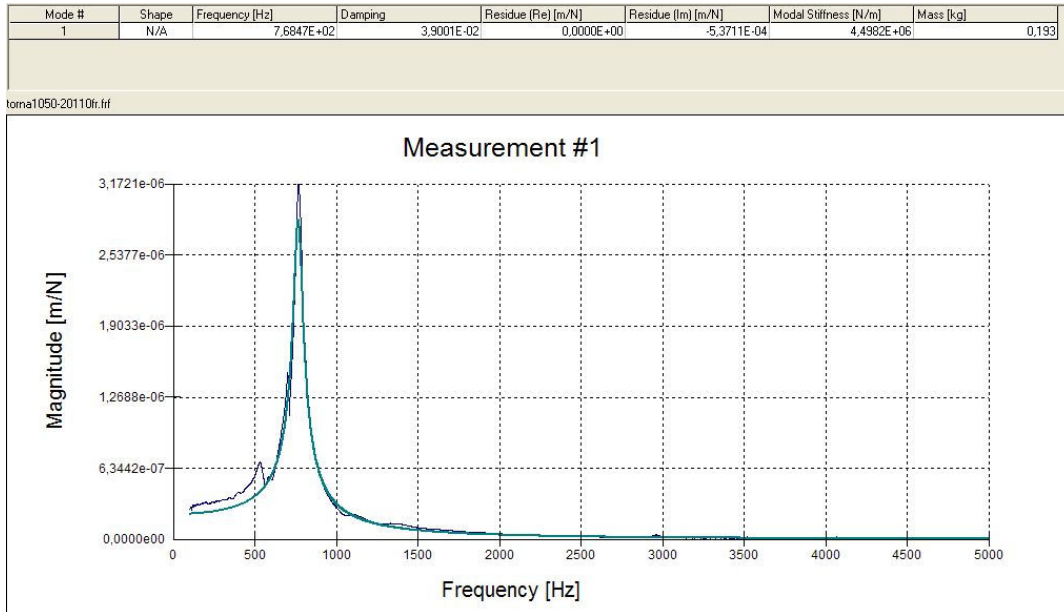
Şekil A.23. L= 100 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin FRF grafiği.



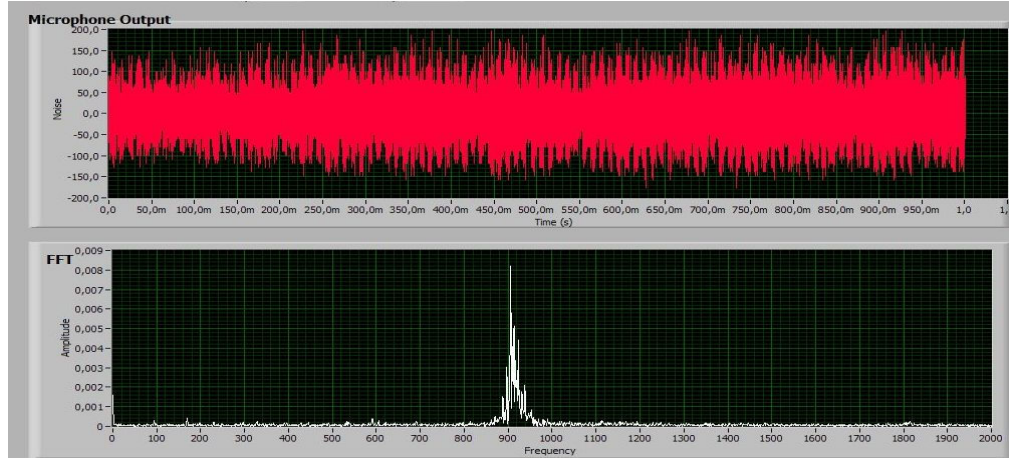
Şekil A.24. L= 100 mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.



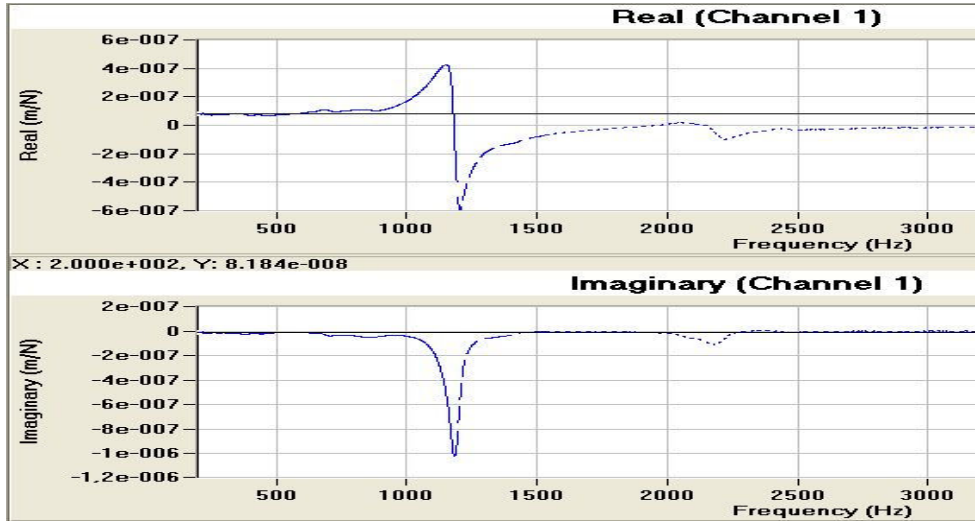
Şekil A.25. $L=110$ mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



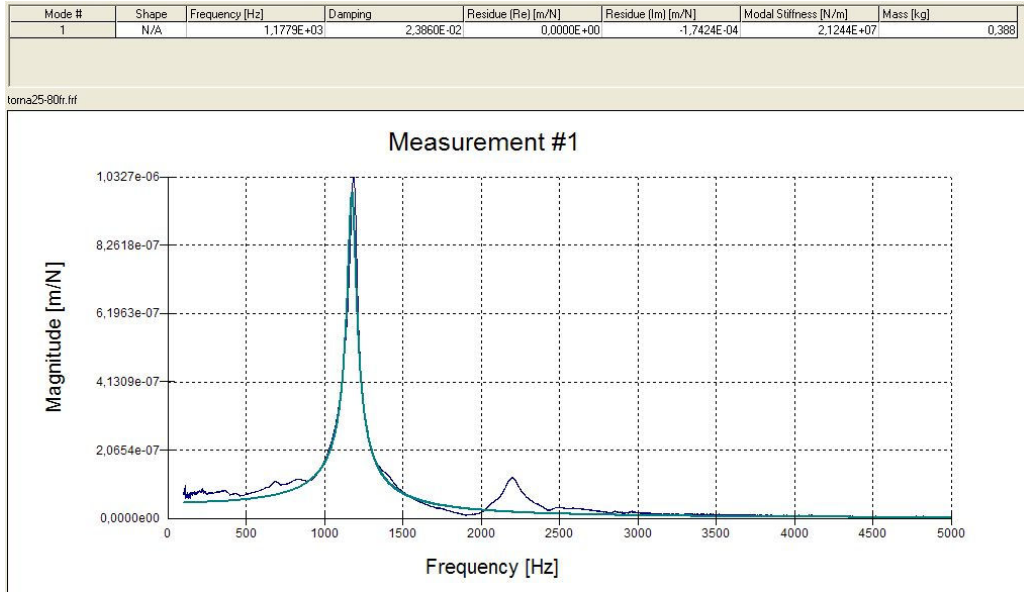
Şekil A.26. $L=110$ mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin FRF grafiği.



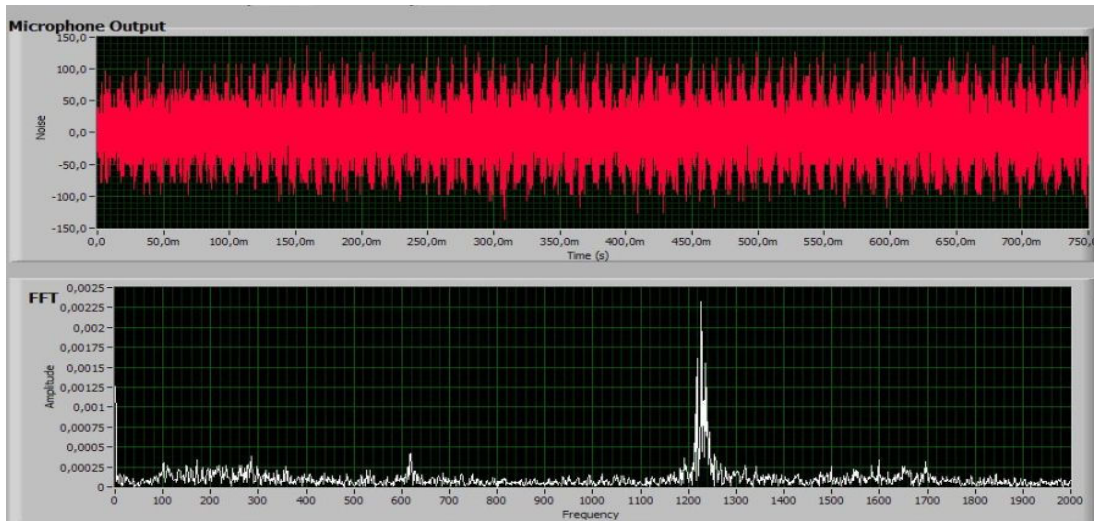
Şekil A.27. $L=110$ mm (20×20) kesitli kater ve Ç-1050 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.



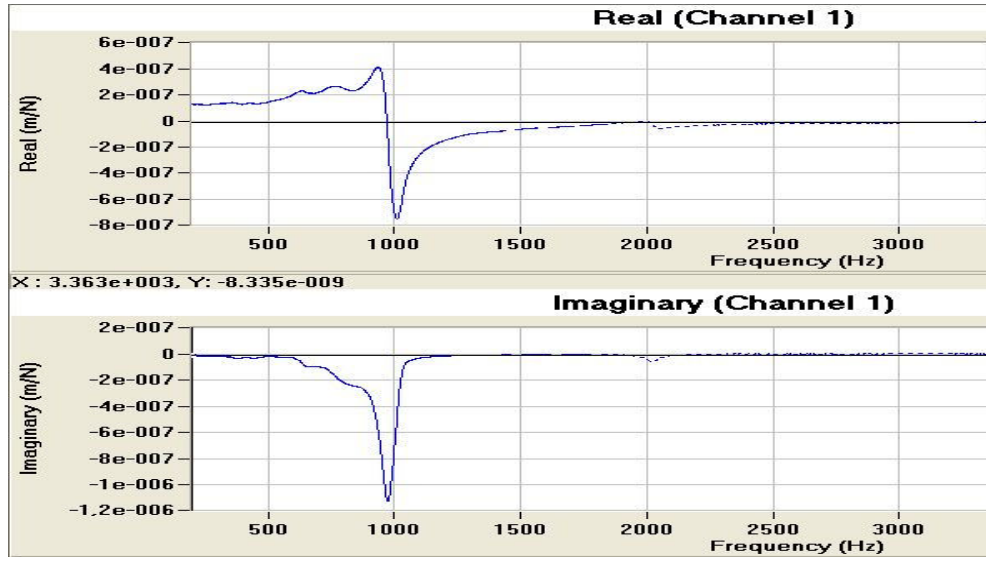
Şekil A.28. $L=70$ mm (25×25) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' ' nin reel ve imajiner grafikleri.



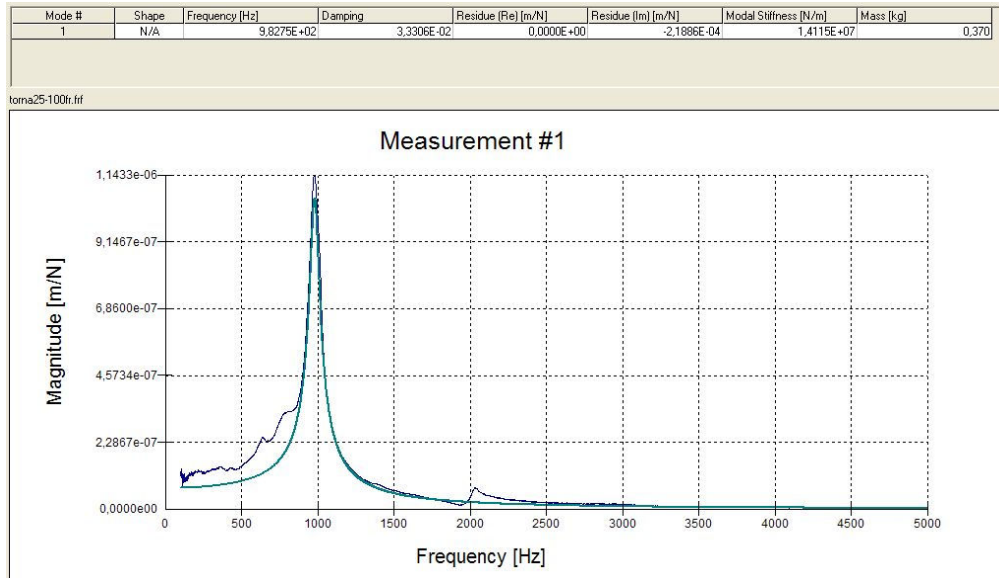
Şekil A.29. $L = 70$ mm (25×25) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin FRF grafiği.



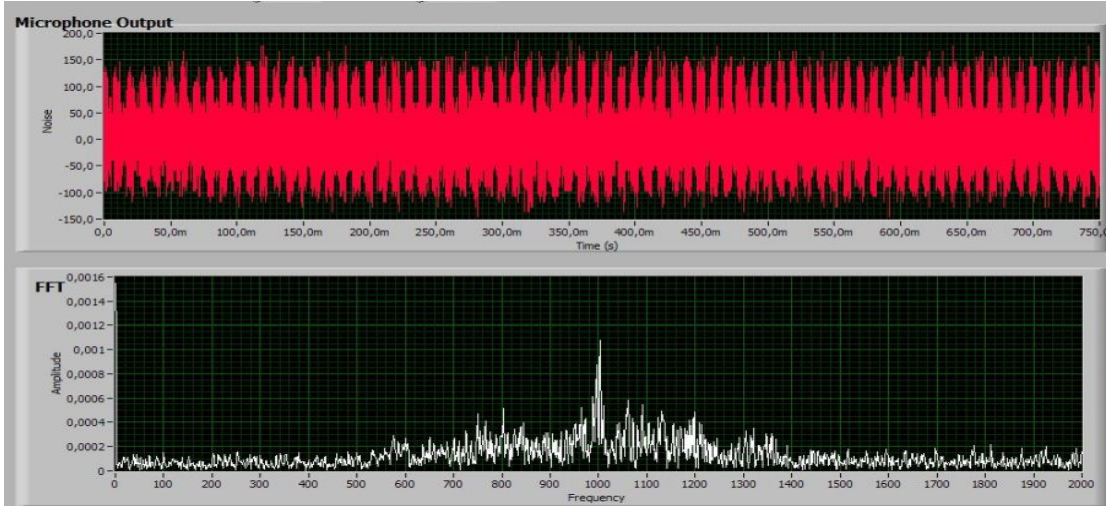
Şekil A.30. $L = 70$ mm (25×25) kesitli kater ve Ç-1050 için ses testi ile turlama frekansının belirlenmesi.



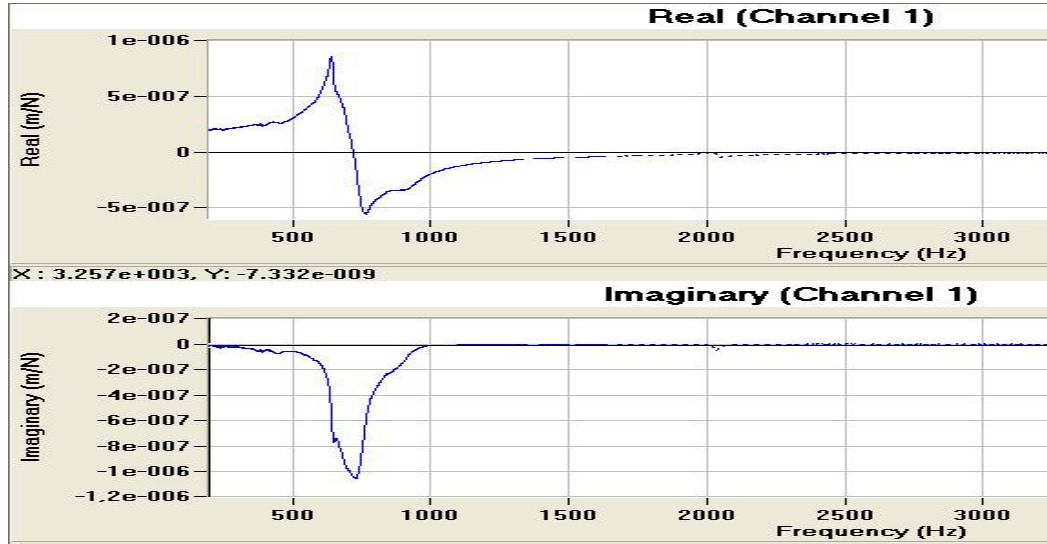
Şekil A.31. L= 90 mm (25×25) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



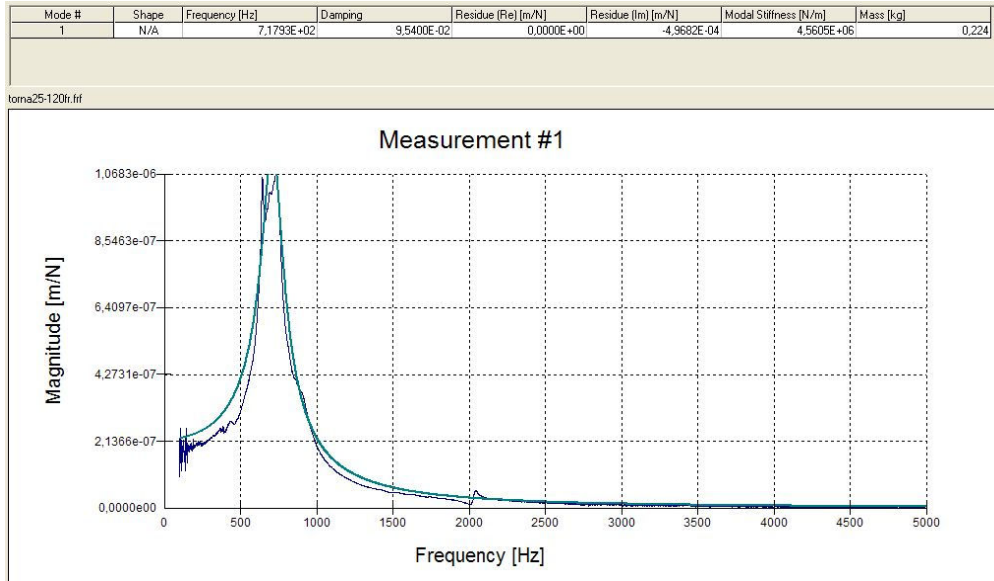
Şekil A.32. L= 90 mm (25×25) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin FRF grafiği.



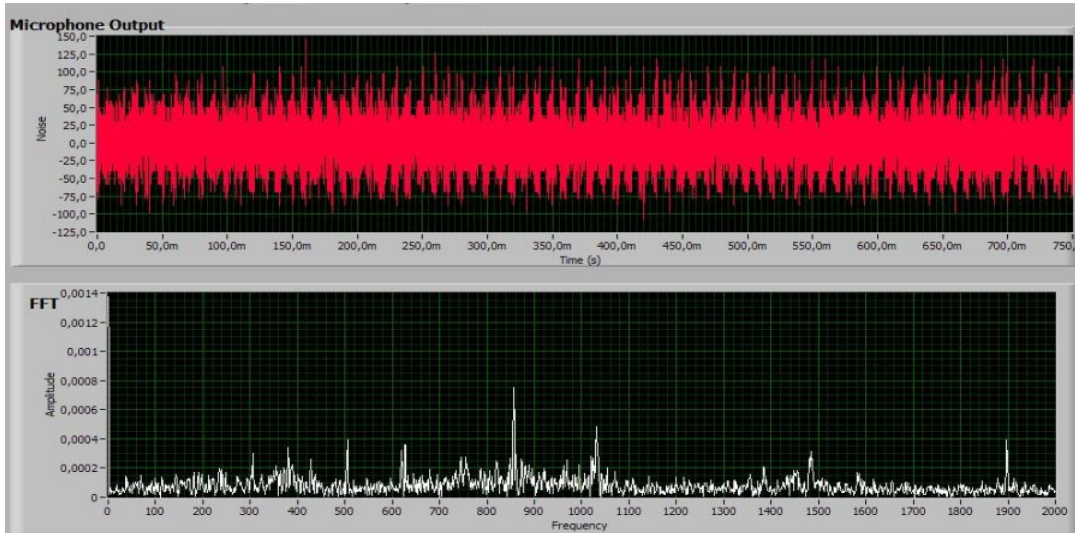
Şekil A.33. $L=90$ mm (25×25) kesitli kater ve Ç-1050 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.



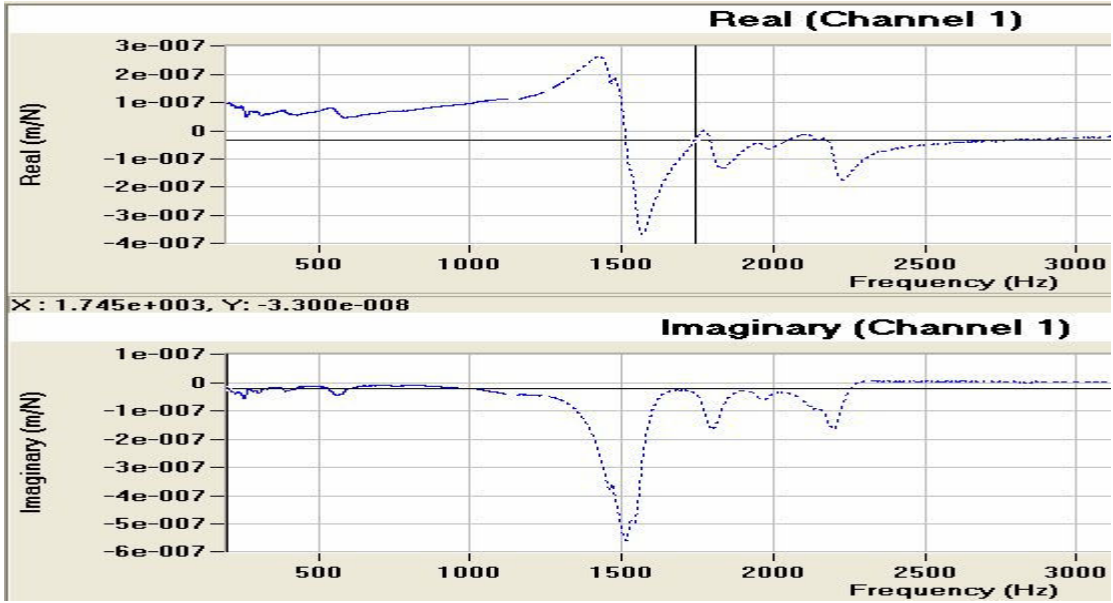
Şekil A.34. $L=110$ mm (25×25) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



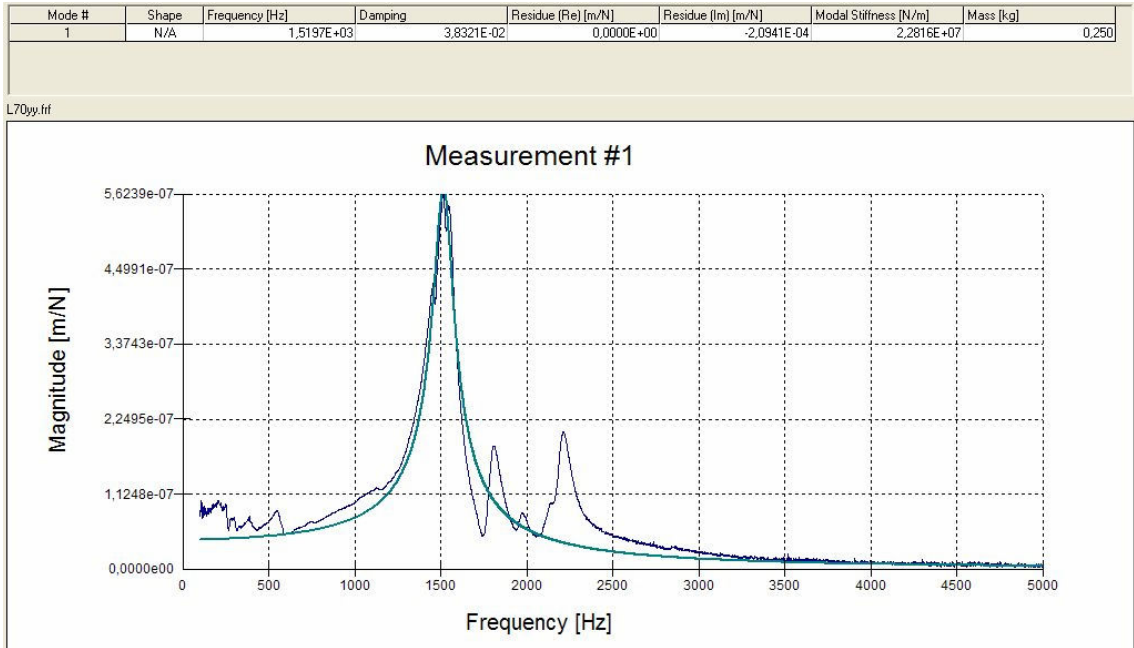
Şekil A.35. L= 110 mm (25×25) kesitli kater ve Ç-1050 için TF' nin FRF grafiği.



Şekil A.36. L= 110 mm (25×25) kesitli kater ve Ç-1050 için ses testi ile turlama frekansının belirlenmesi.



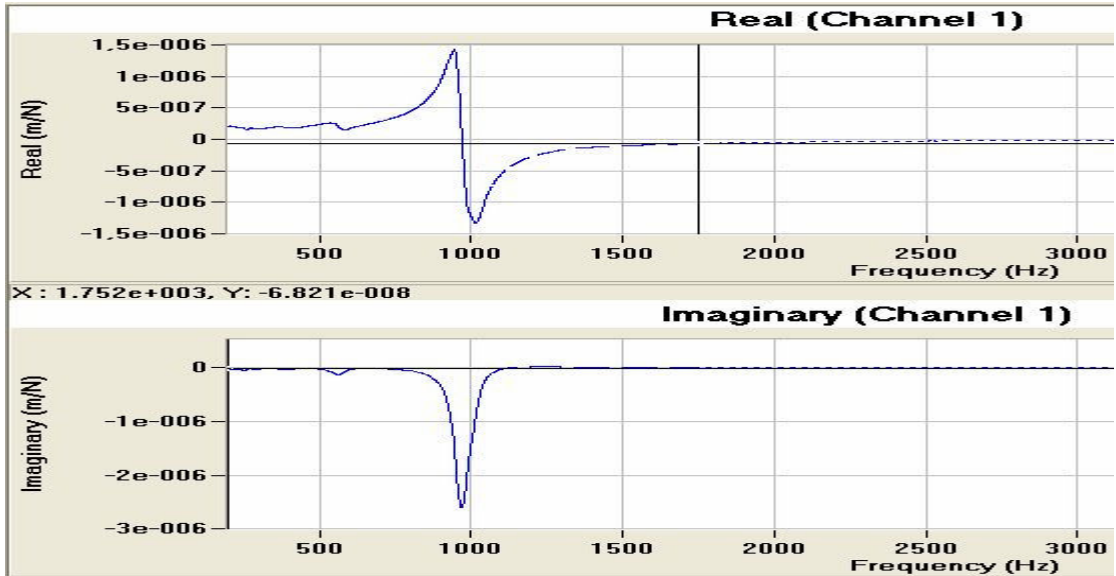
Şekil A.37. $L=70$ mm (20×20) kesitli kater ve Al-7075 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



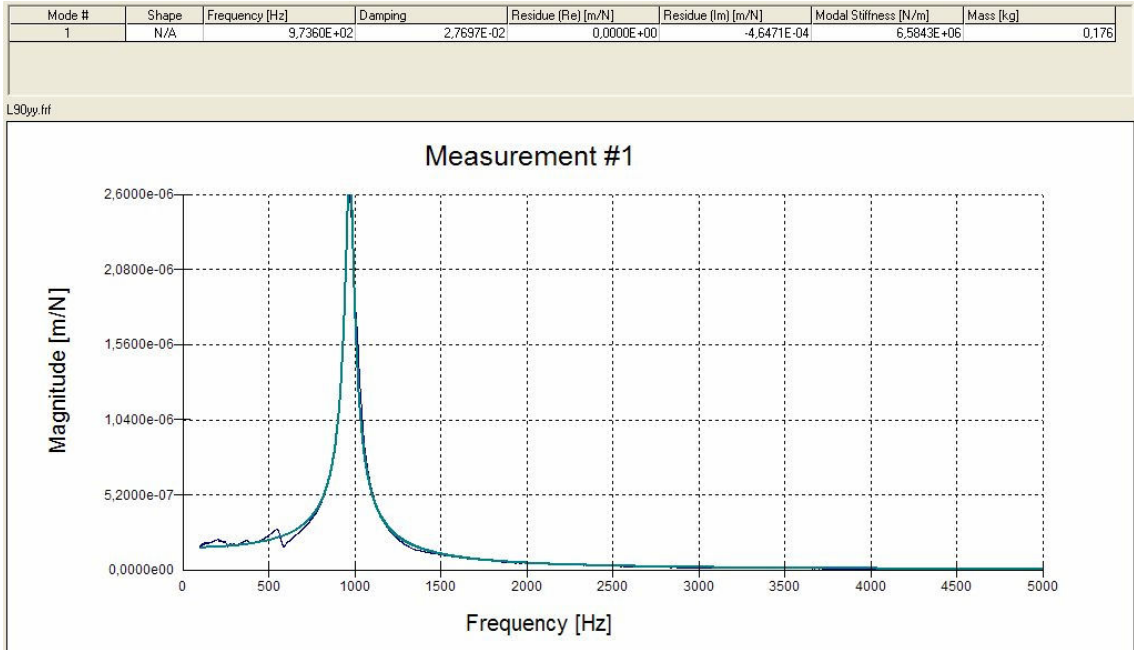
Şekil A.38. $L=70$ mm (20×20) kesitli kater ve Al-7075 için TF' nin FRF grafiği.



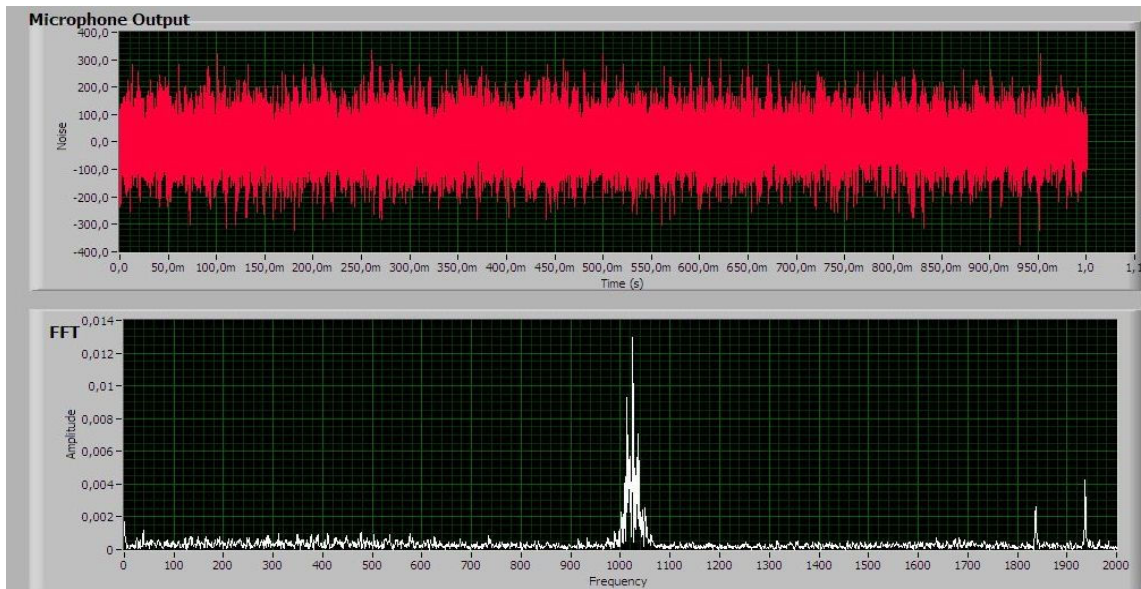
Şekil A.39. $L=70$ mm (20×20) kesitli kater ve Al-7075 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.



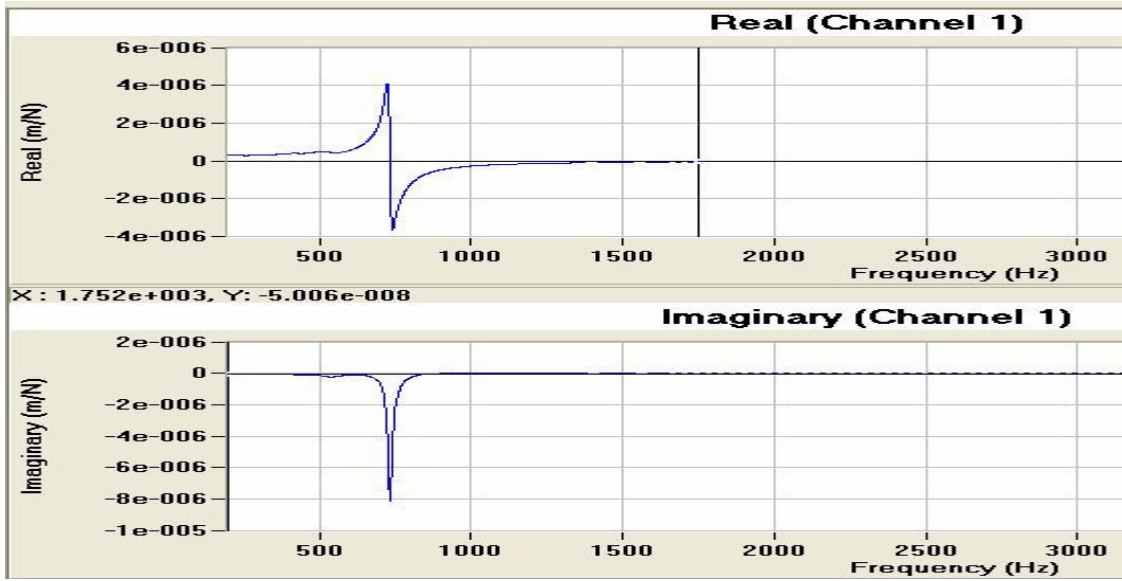
Şekil A.40. $L=90$ mm (20×20) kesitli kater ve Al-7075 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



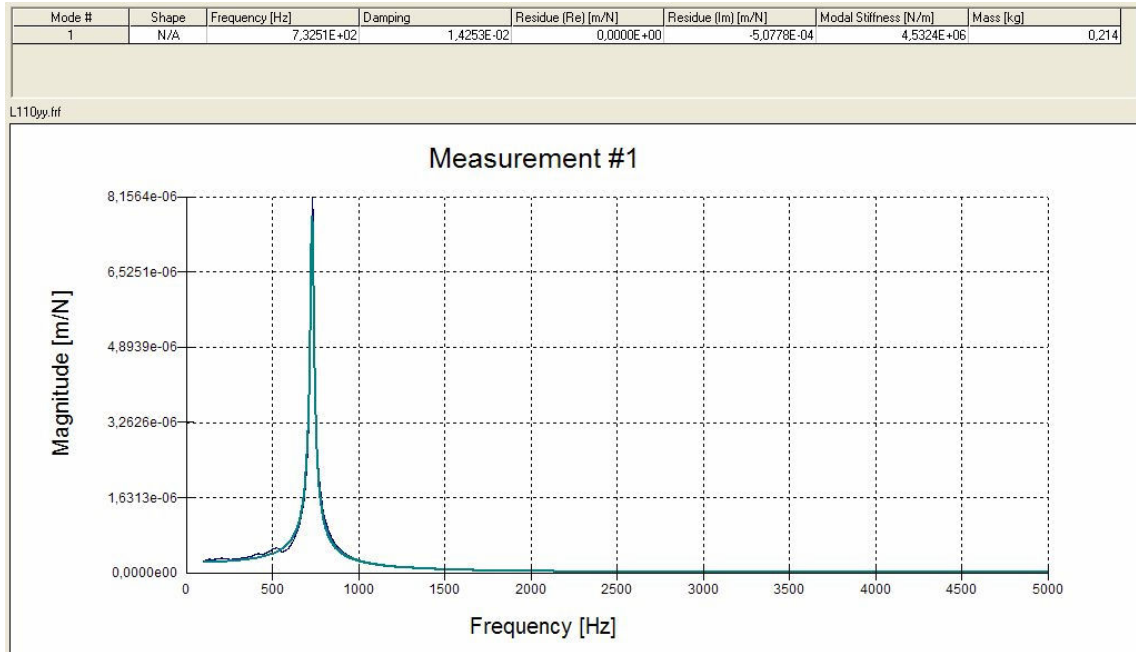
Şekil A.41. $L=90$ mm (20×20) kesitli kater ve Al-7075 için TF' nin FRF grafiği.



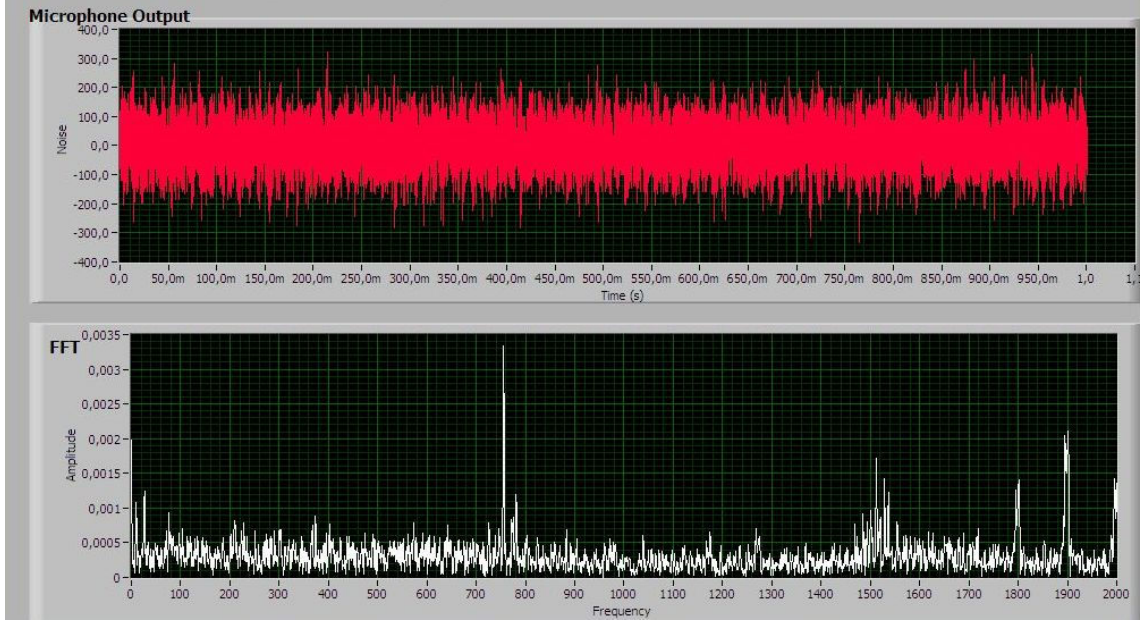
Şekil A.42. $L=90$ mm (20×20) kesitli kater ve Al-7075 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.



Şekil A.43. L= 110 mm (20×20) kesitli kater ve Al-7075 için TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



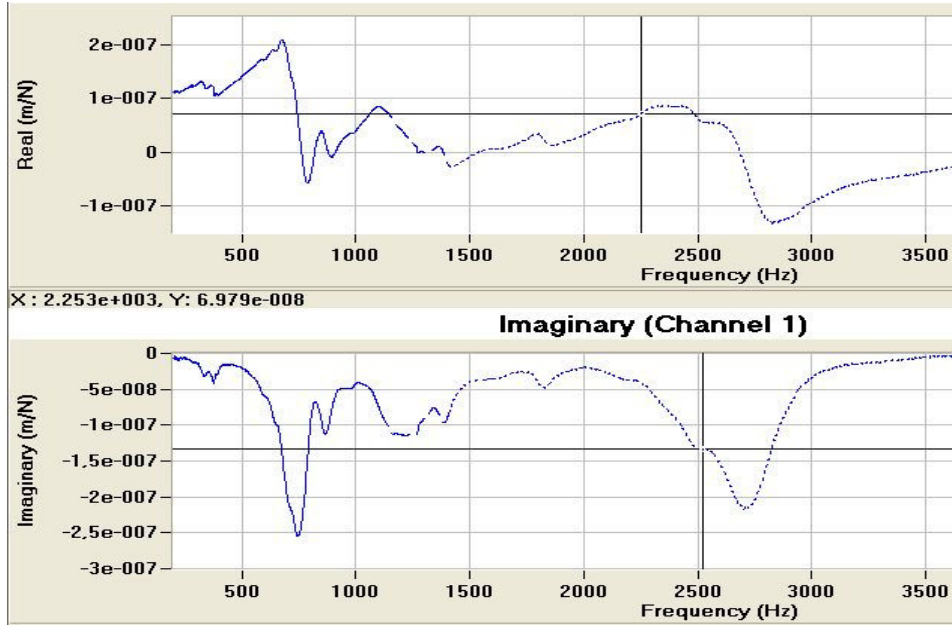
Şekil A.44. L= 110 mm (20×20) kesitli kater ve Al-7075 için TF' nin FRF grafiği.



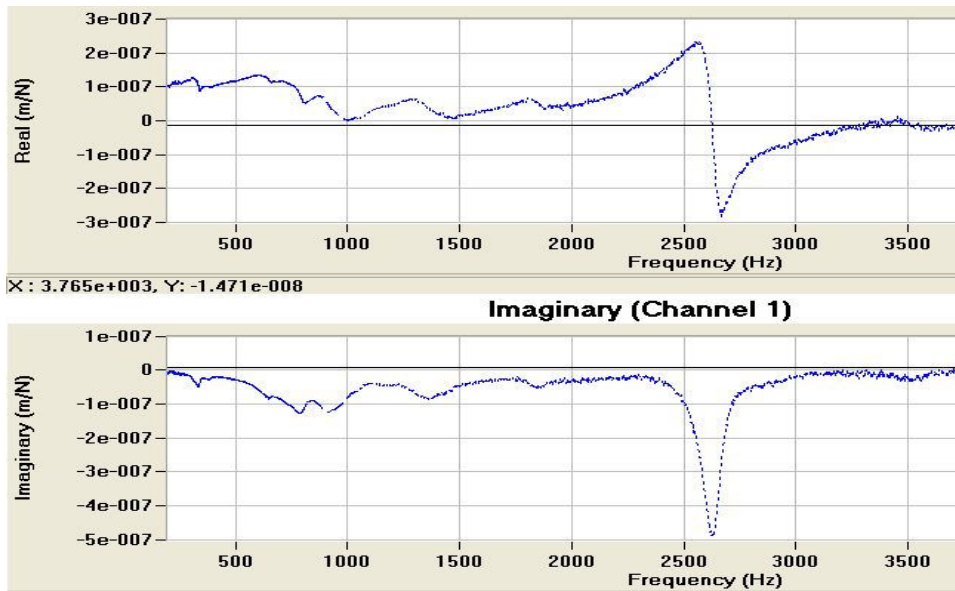
Şekil A.45. $L=110$ mm (20×20) kesitli kater ve Al-7075 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.

EK AÇIKLAMALAR – B

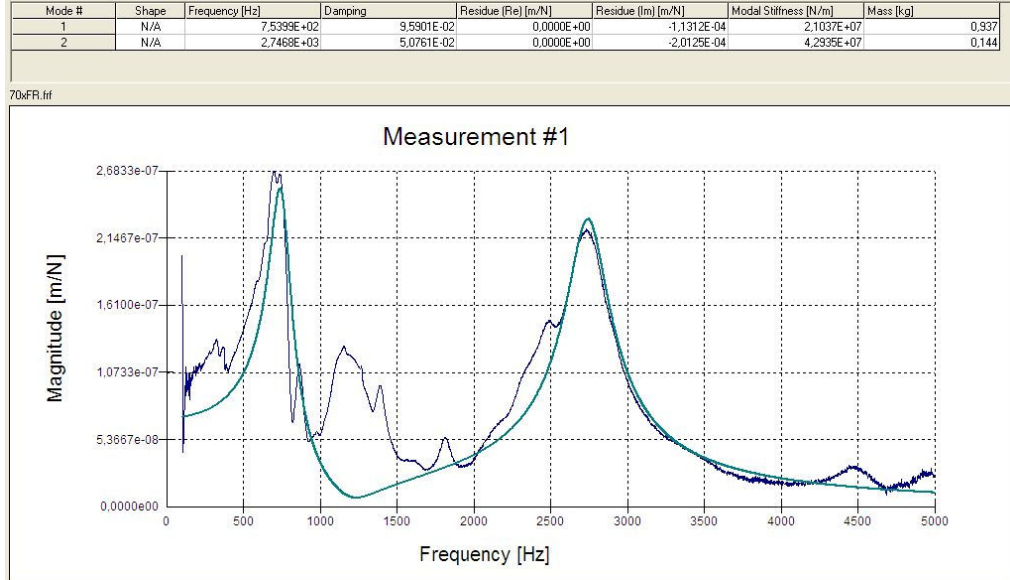
**FREZELEMEDE ÇEKİÇLEME VE TIRLAMA TESTLERİNDEN
ELDE EDİLEN SONUÇLAR**



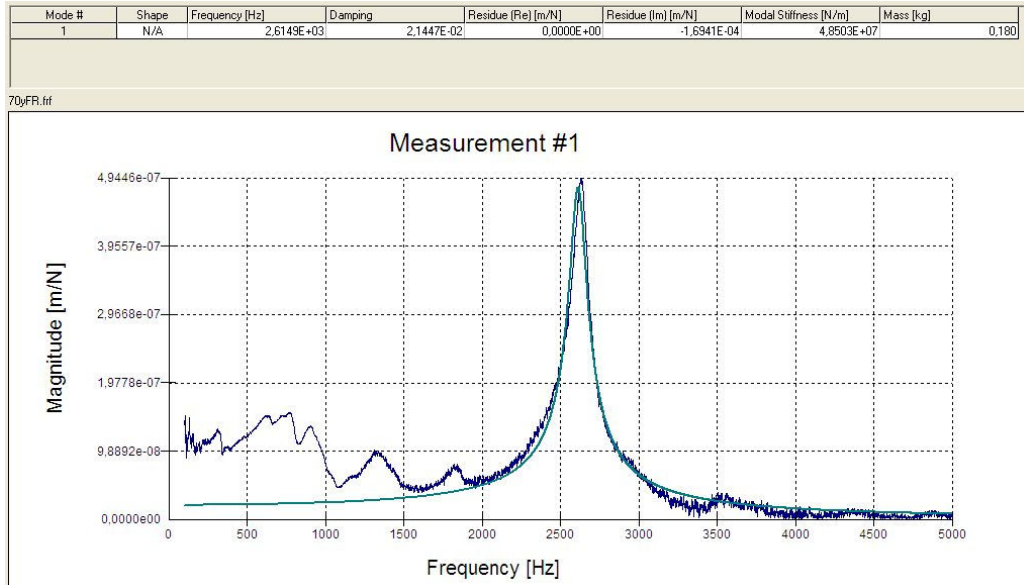
Şekil B.1. $L=70$ mm ve Ç-1010 için (X) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



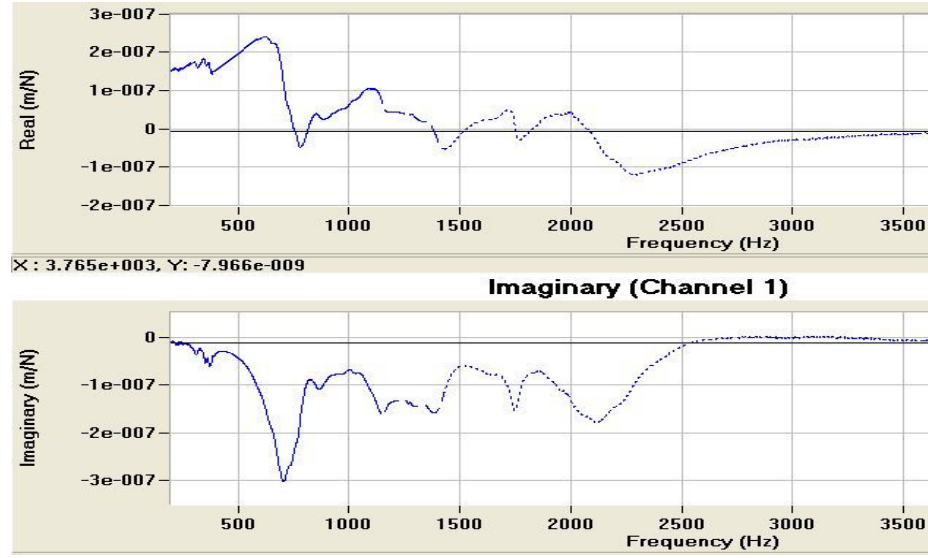
Şekil B.2. $L=70$ mm ve Ç-1010 için (Y) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



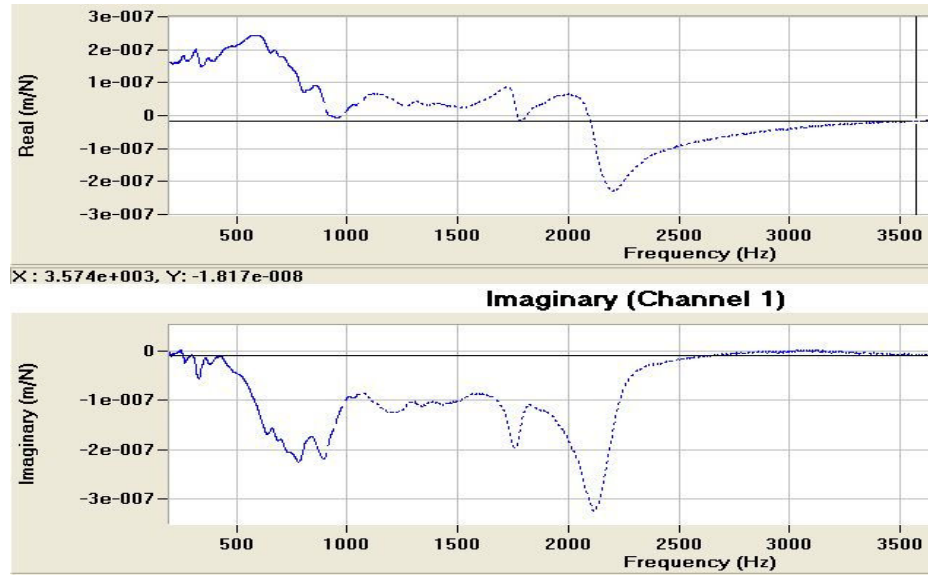
Şekil B.3. L= 70 mm ve Ç-1010 için (X) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği.



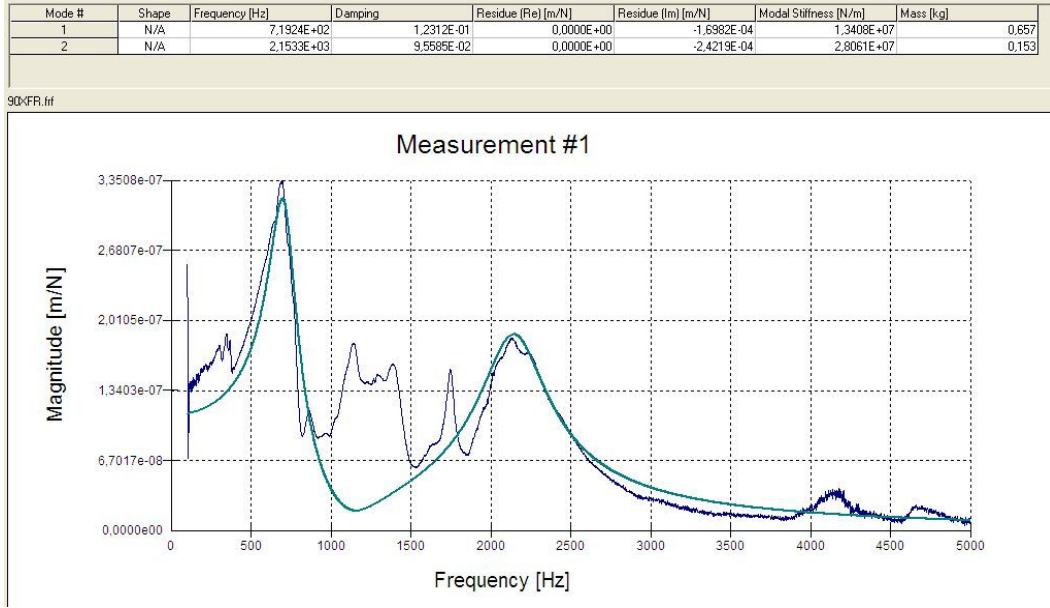
Şekil B.4. L= 70 mm ve Ç-1010 için (Y) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği.



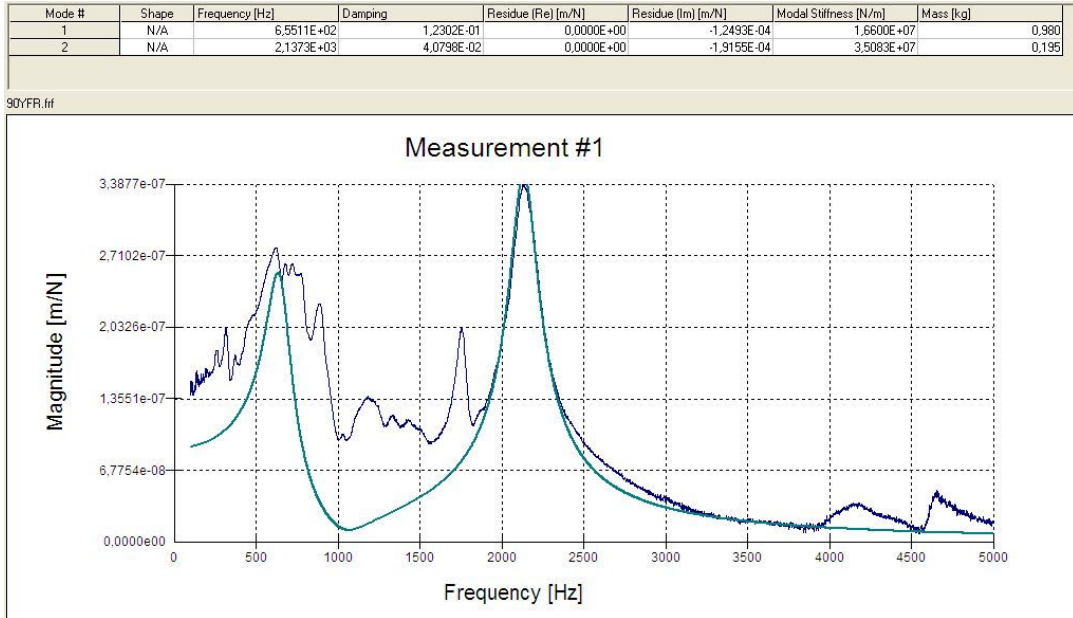
Şekil B.5. $L=90$ mm ve Ç-1010 için (X) doğrultusundaki TF'nin reel ve imajiner grafikleri.



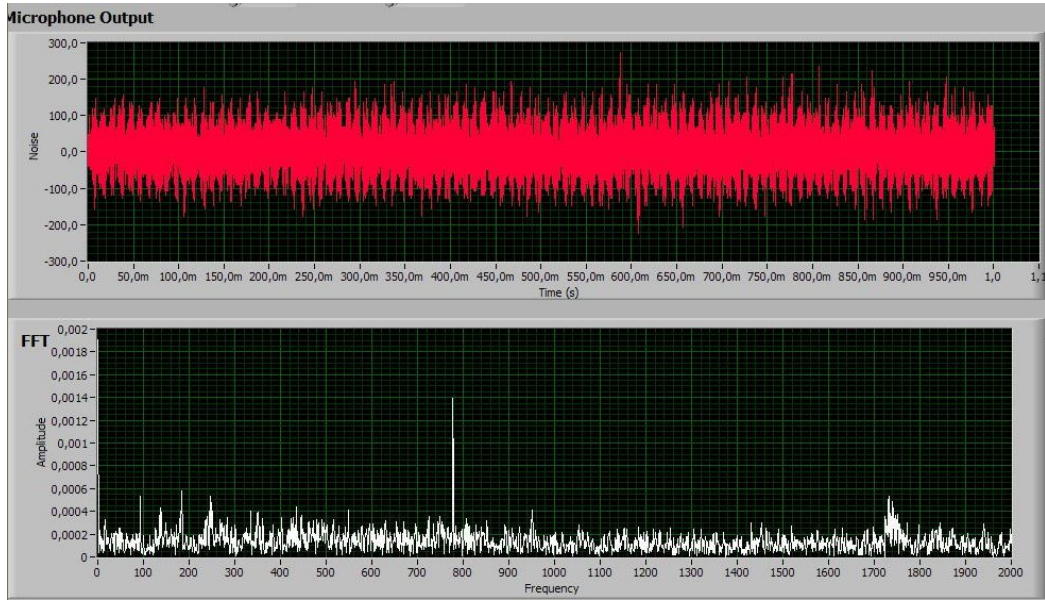
Şekil B.6. $L=90$ mm ve Ç-1010 için (Y) doğrultusundaki TF'nin reel ve imajiner grafikleri.



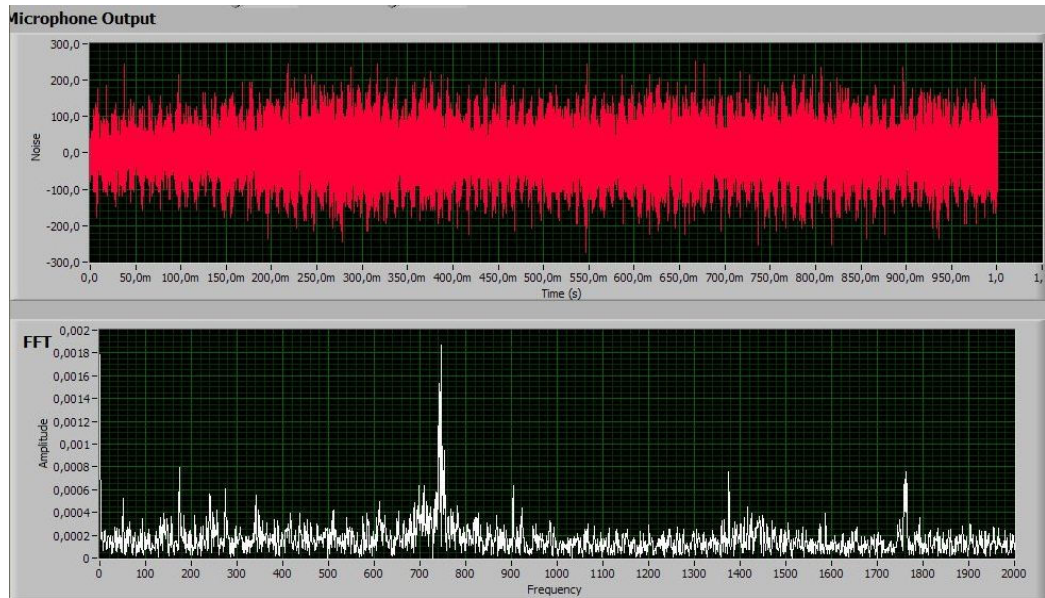
Şekil B.7. L= 90 mm ve Ç-1010 için (X) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği.



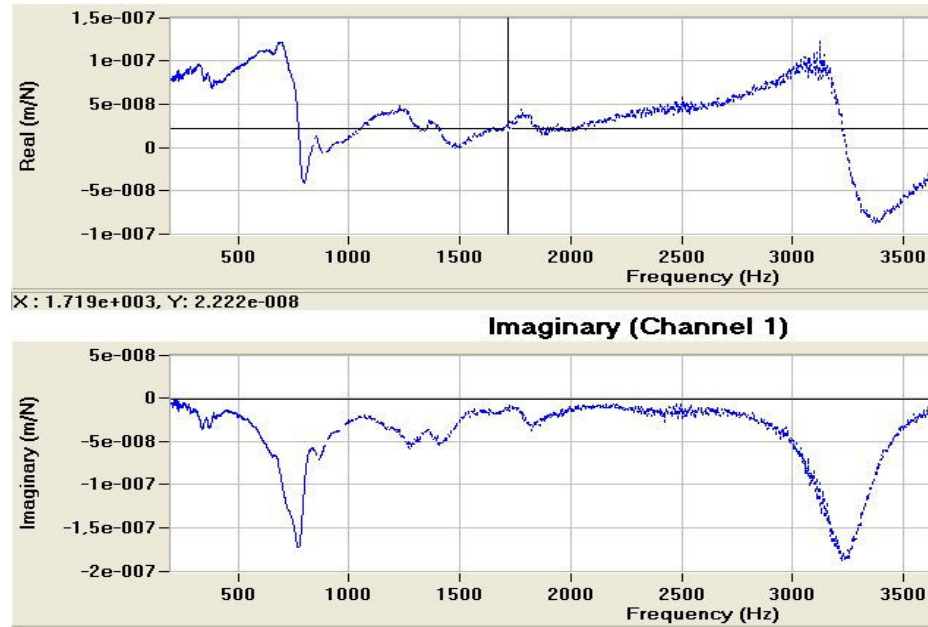
Şekil B.8. L= 90 mm ve Ç-1010 için (Y) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği.



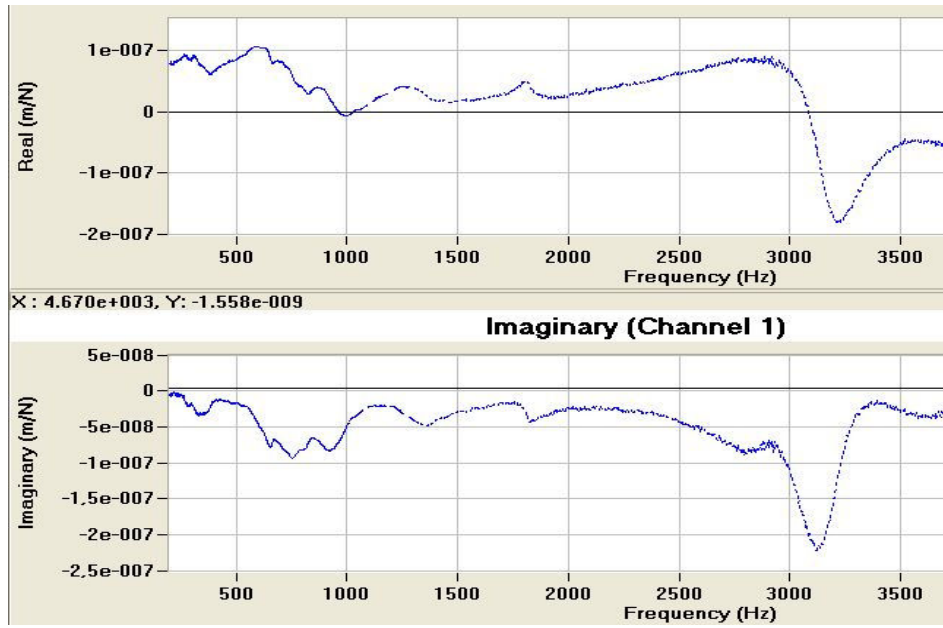
Şekil B.9. $L=70$ mm ve Ç-1010 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.



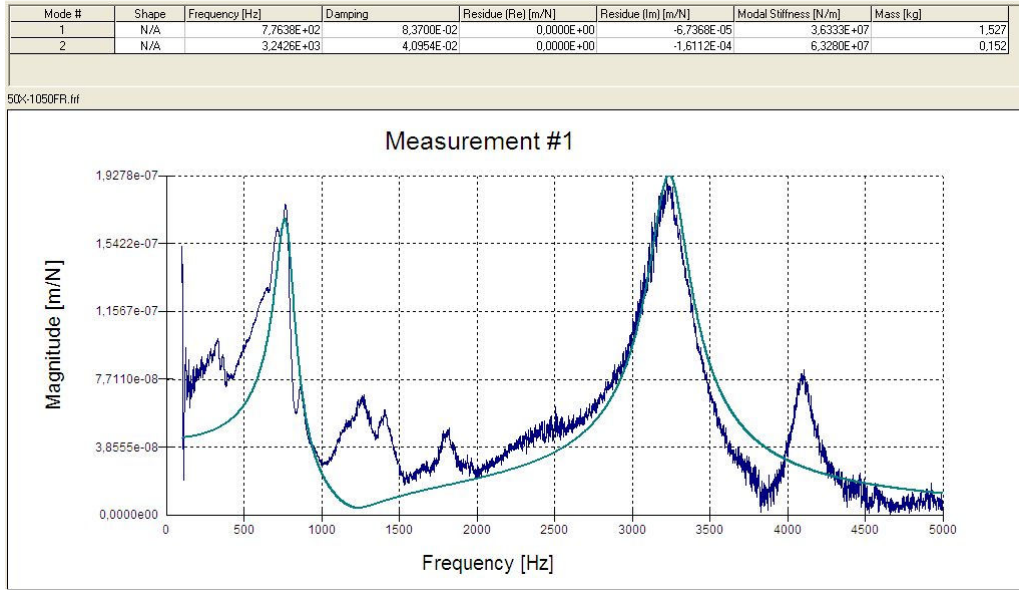
Şekil B.10. $L=90$ mm ve Ç-1010 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.



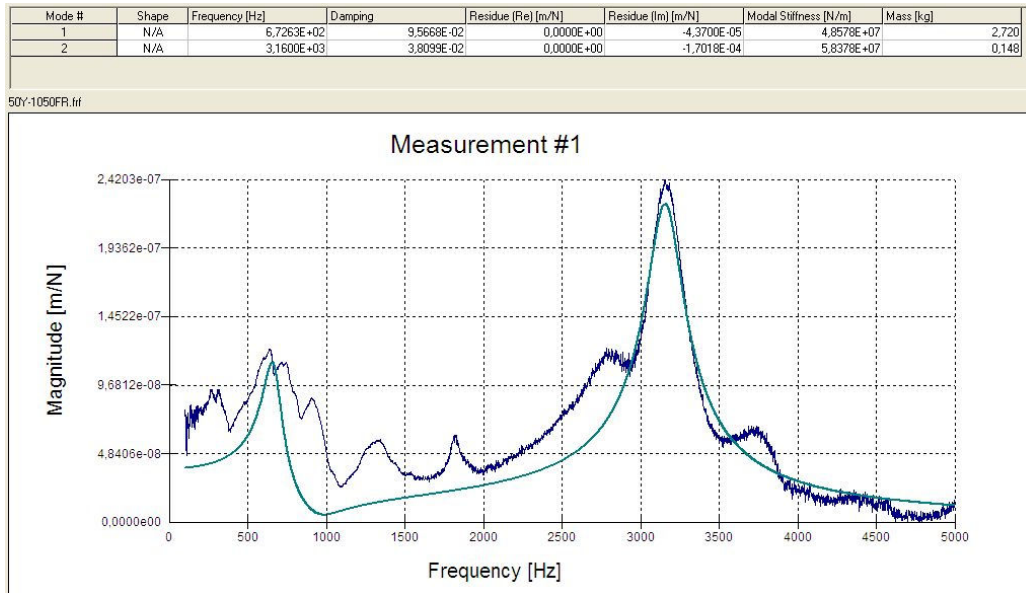
Şekil B.11. $L=50$ mm ve Ç-1050 için (X) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



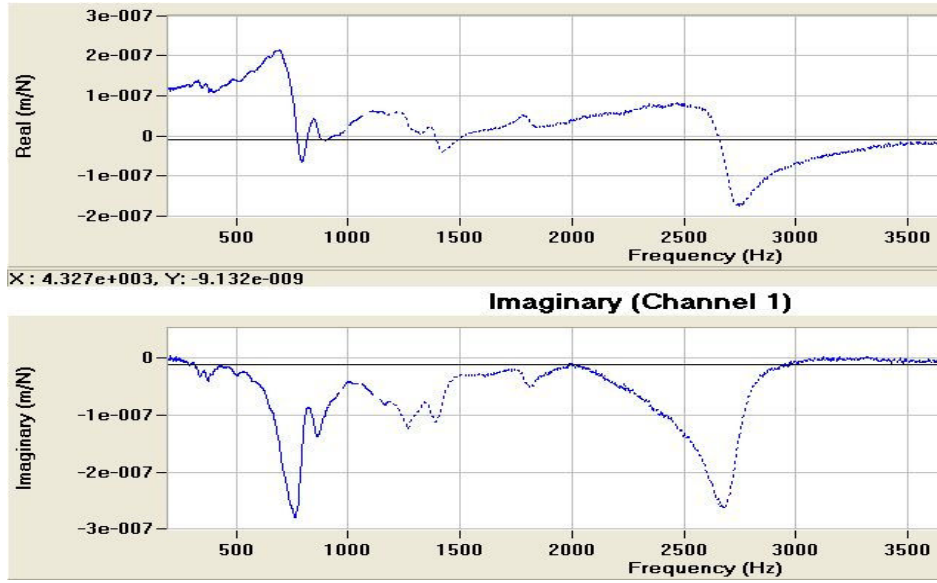
Şekil B.12. $L=50$ mm ve Ç-1050 için (Y) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



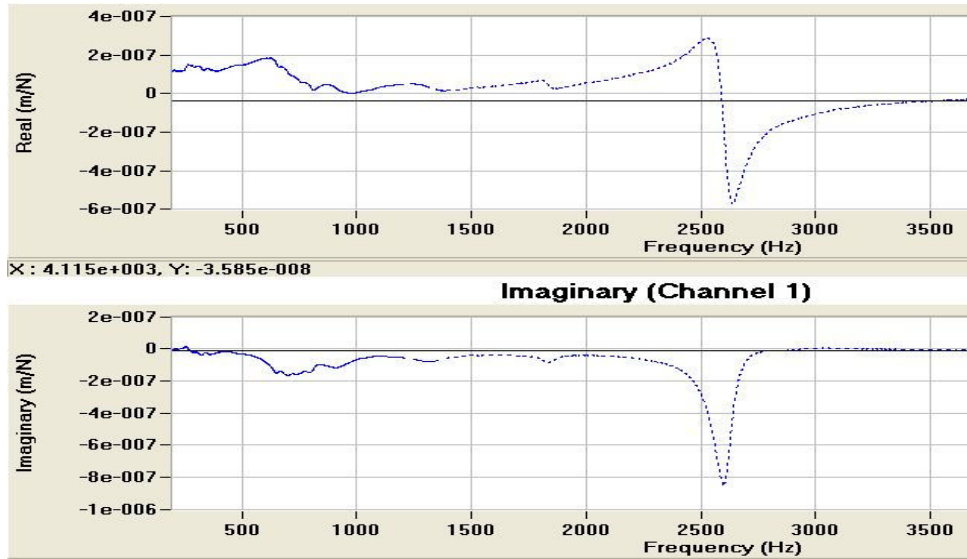
Şekil B.13. L= 50 mm ve Ç-1050 için (X) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği.



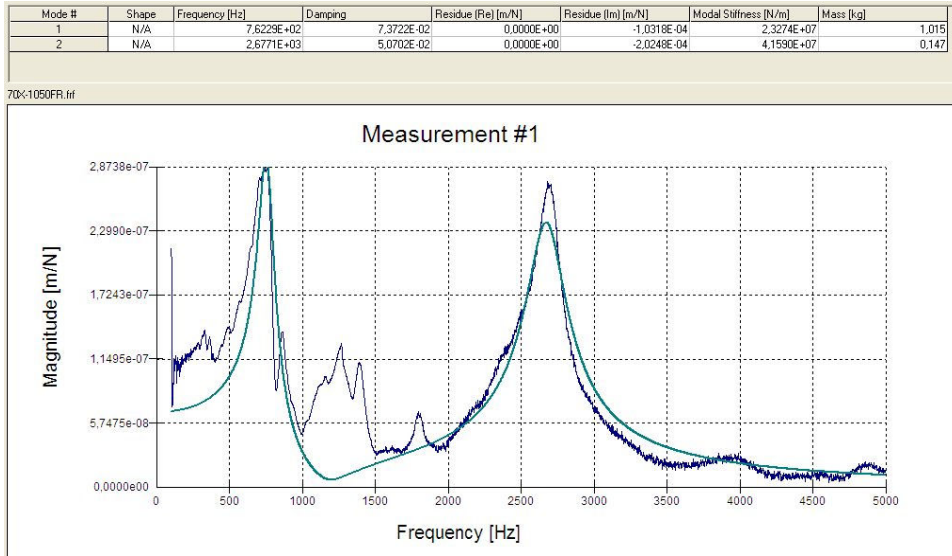
Şekil B.14. L= 50 mm ve Ç-1050 için (Y) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği.



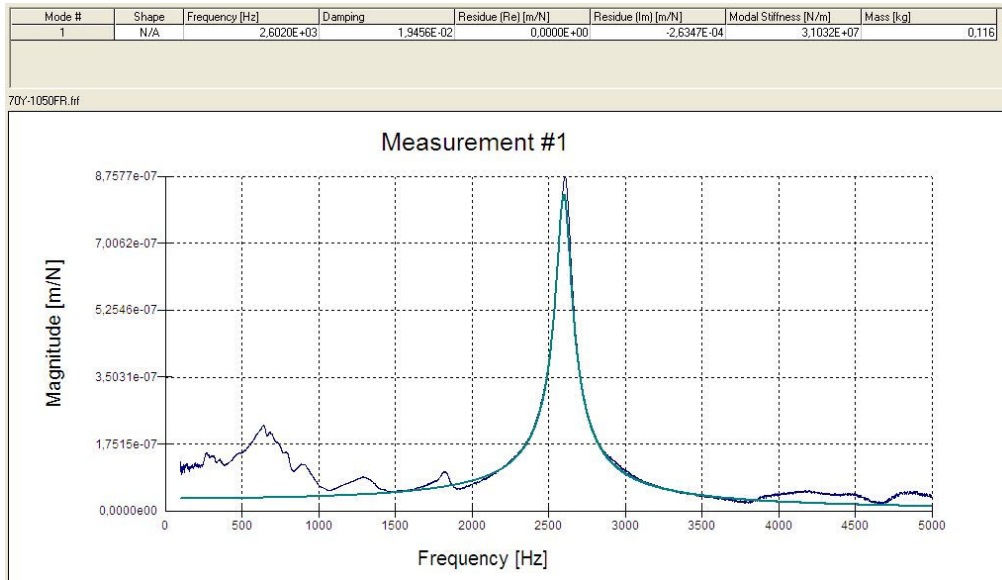
Şekil B.15. $L=70$ mm ve Ç-1050 için (X) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



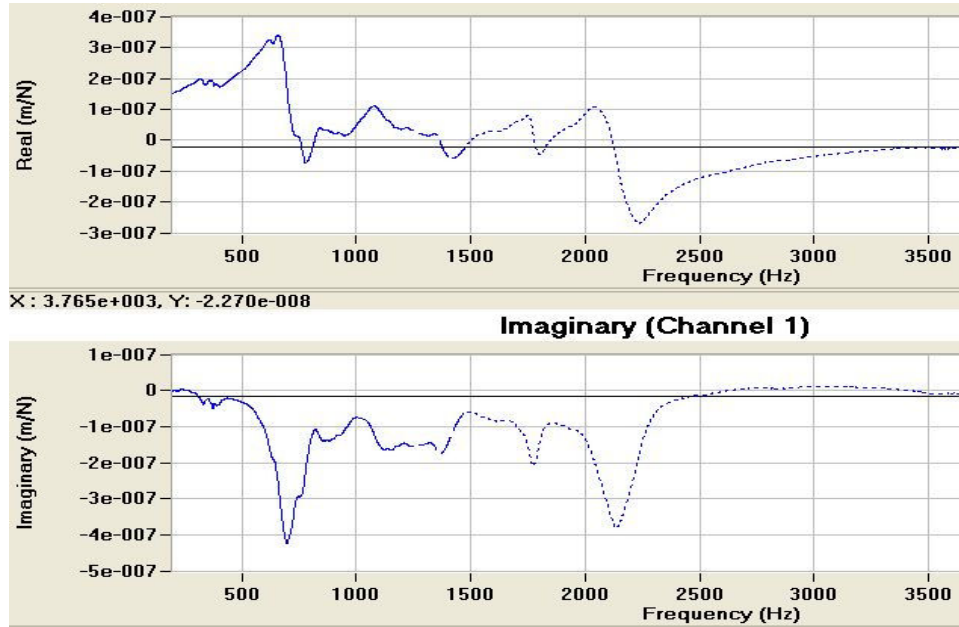
Şekil B.16. $L=70$ mm ve Ç-1050 için (Y) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



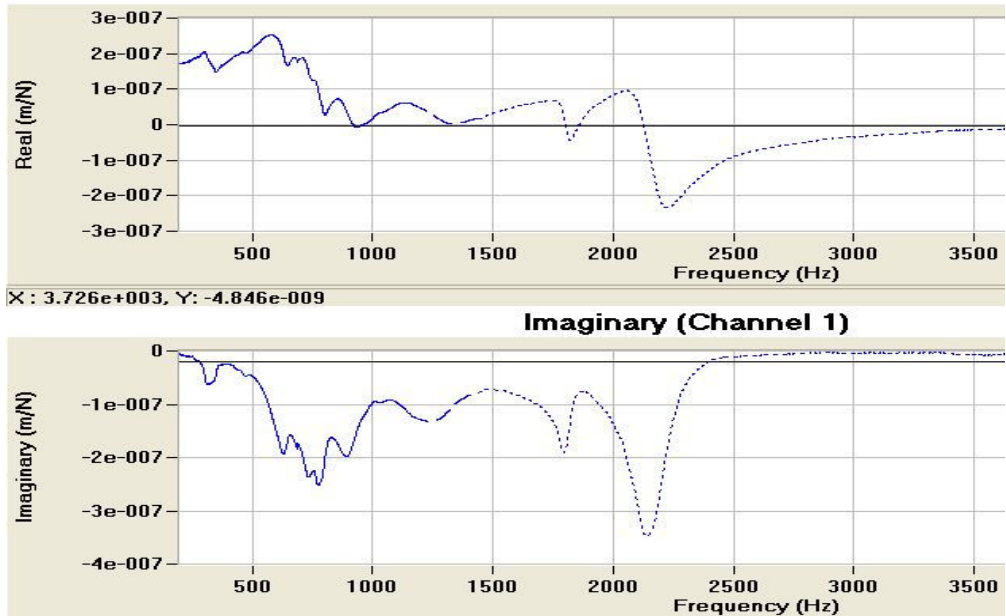
Şekil B.17. L= 70 mm ve Ç-1050 için (X) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği.



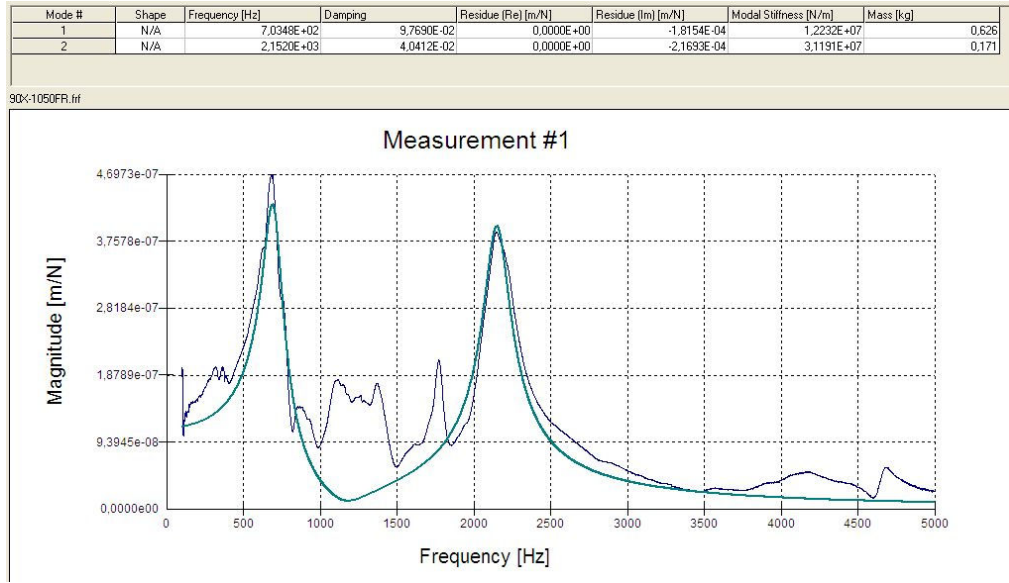
Şekil B.18. L= 70 mm ve Ç-1050 için (Y) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği.



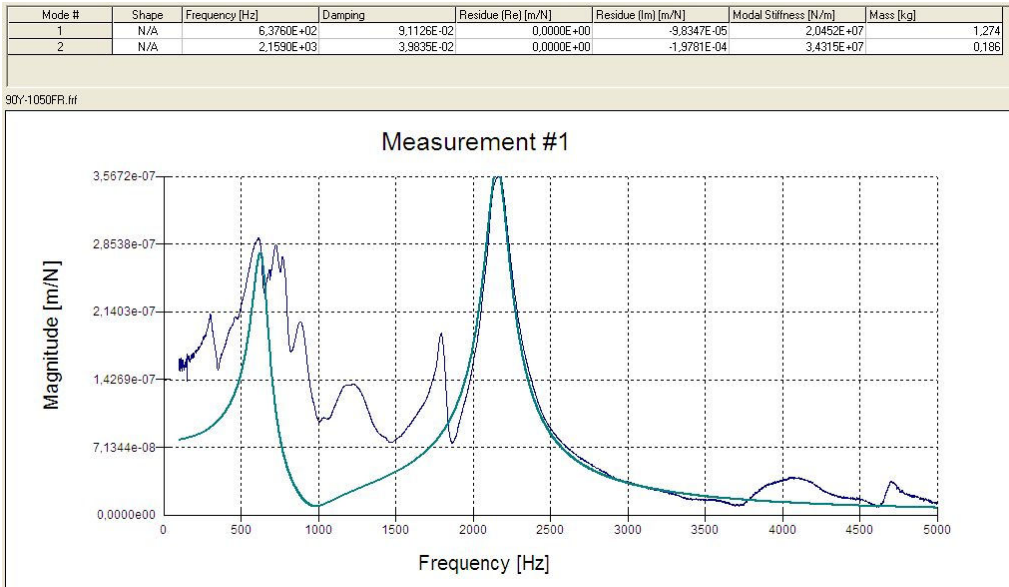
Şekil B.19. L= 90 mm ve Ç-1050 için (X) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



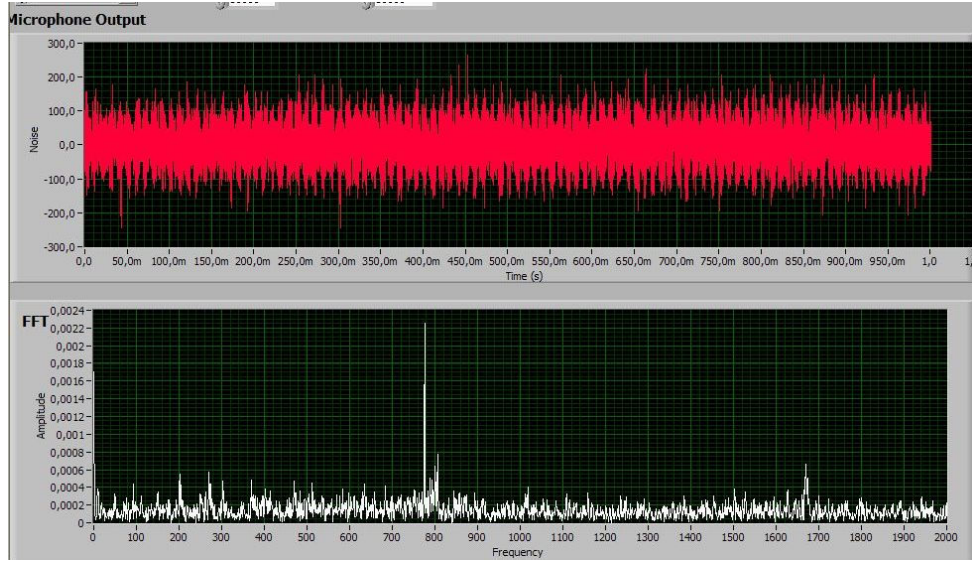
Şekil B.20. L= 90 mm ve Ç-1050 için (Y) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



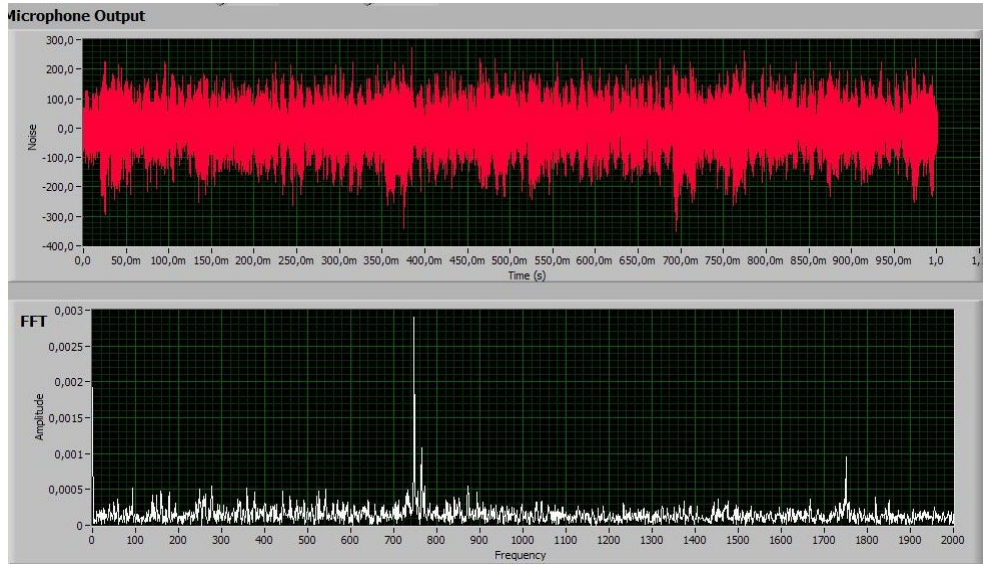
Şekil B.21. L= 90 mm ve Ç-1050 için (X) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği.



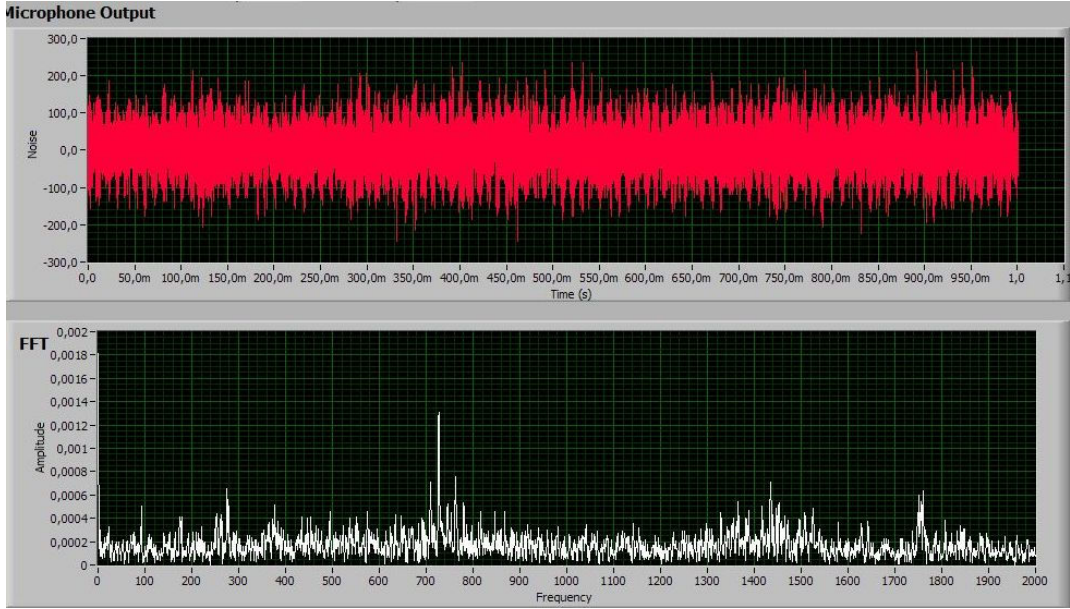
Şekil B.22. L= 90 mm ve Ç-1050 için (Y) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği.



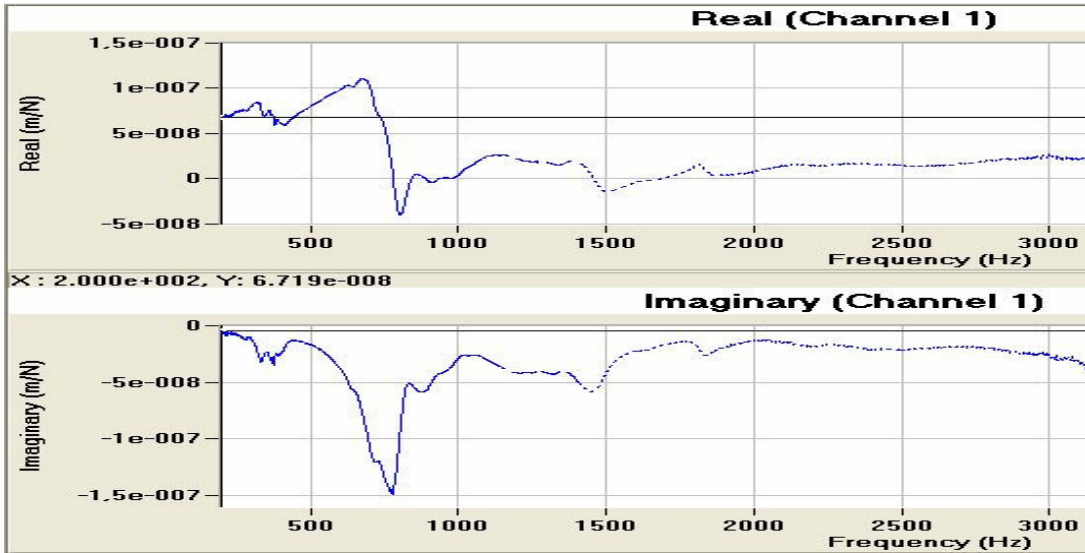
Şekil B.23. $L= 50$ mm ve Ç-1050 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.



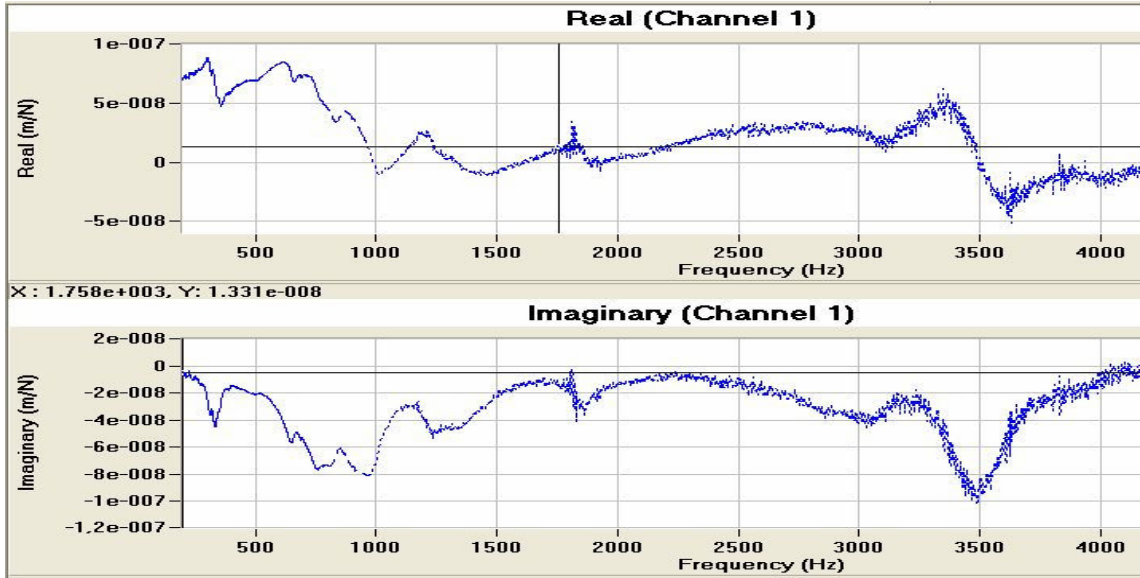
Şekil B.24. $L= 70$ mm ve Ç-1050 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.



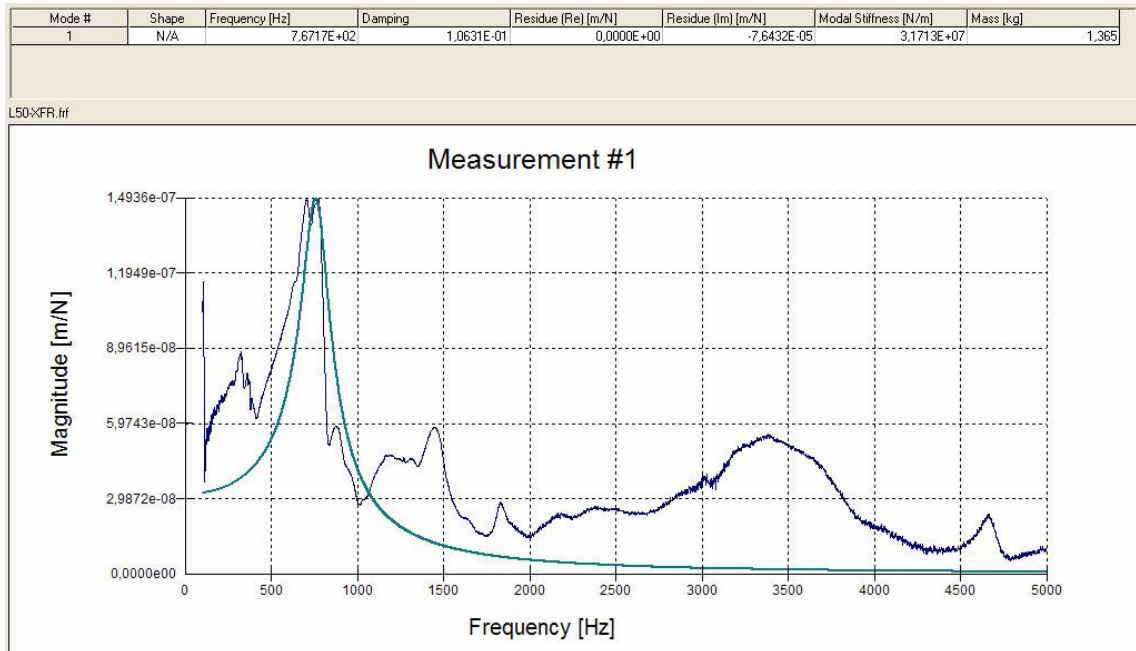
Şekil B.25. $L=90$ mm ve Ç-1050 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.



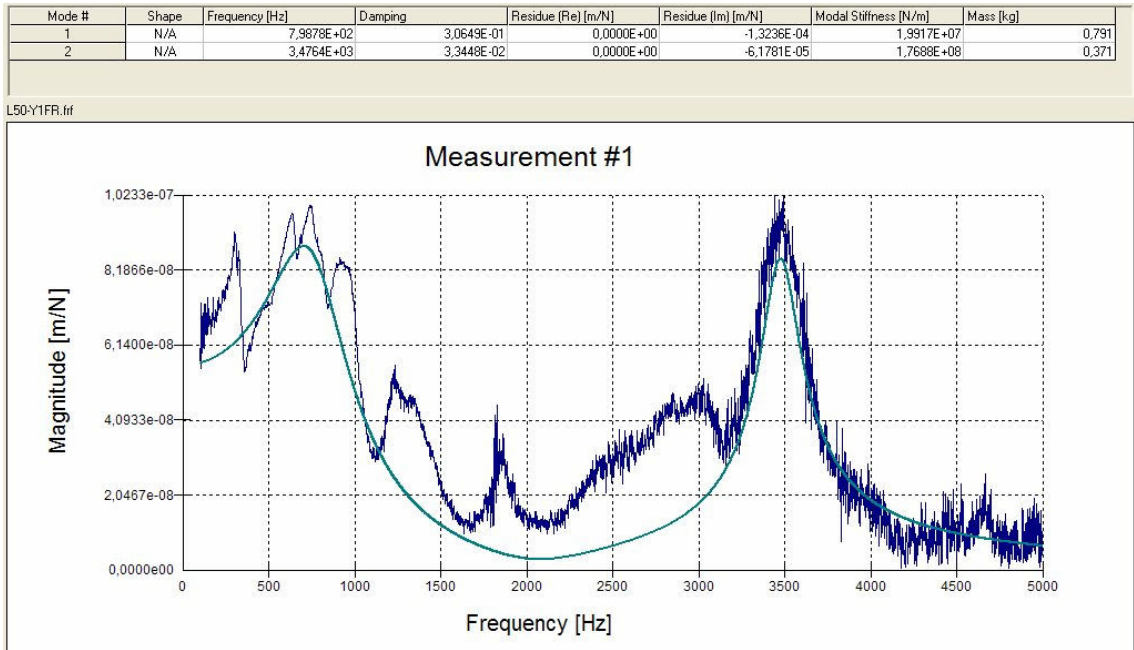
Şekil B.26. $L=50$ mm ve Al-7075 için (X) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



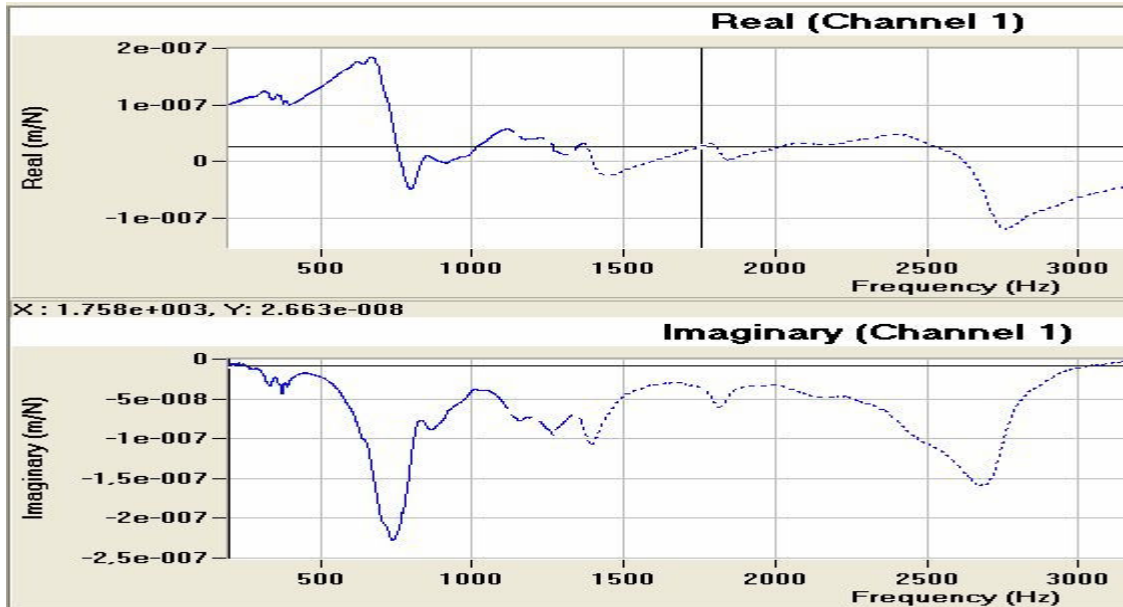
Şekil B.27. $L=50$ mm ve Al-7075 için (Y) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



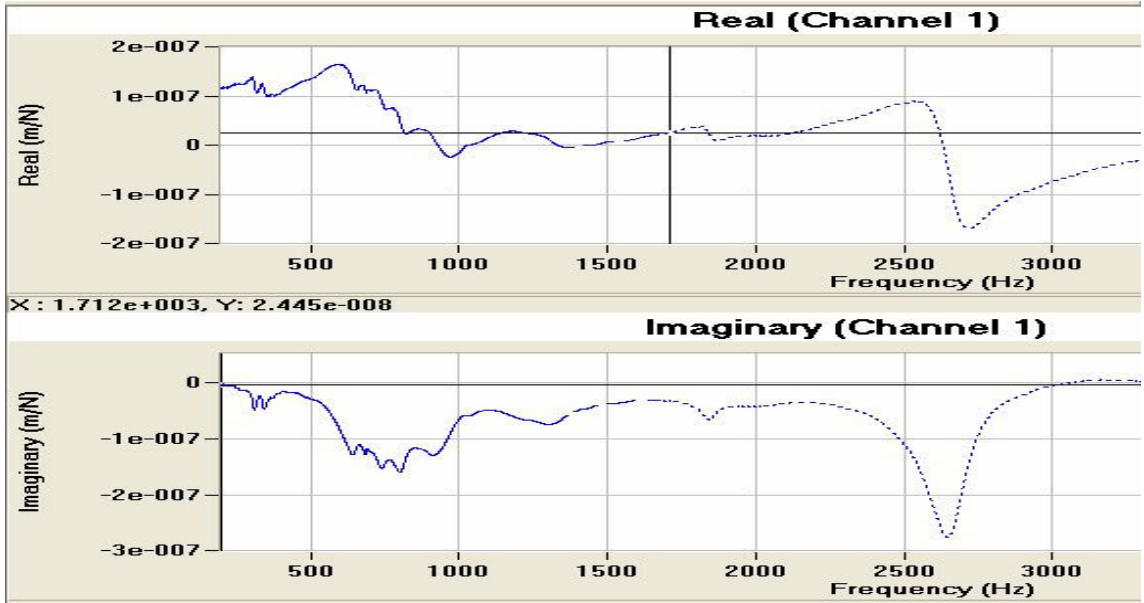
Şekil B.28. $L=50$ mm ve Al-7075 için (X) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği.



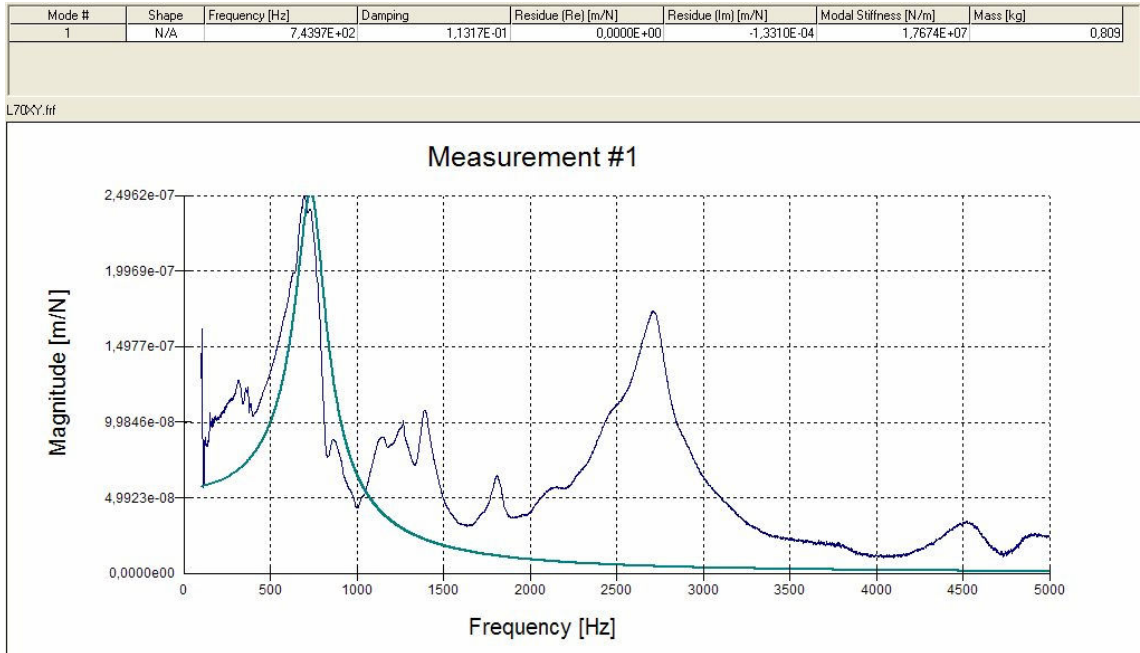
Şekil B.29. L= 50 mm ve Al-7075 için (Y) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği.



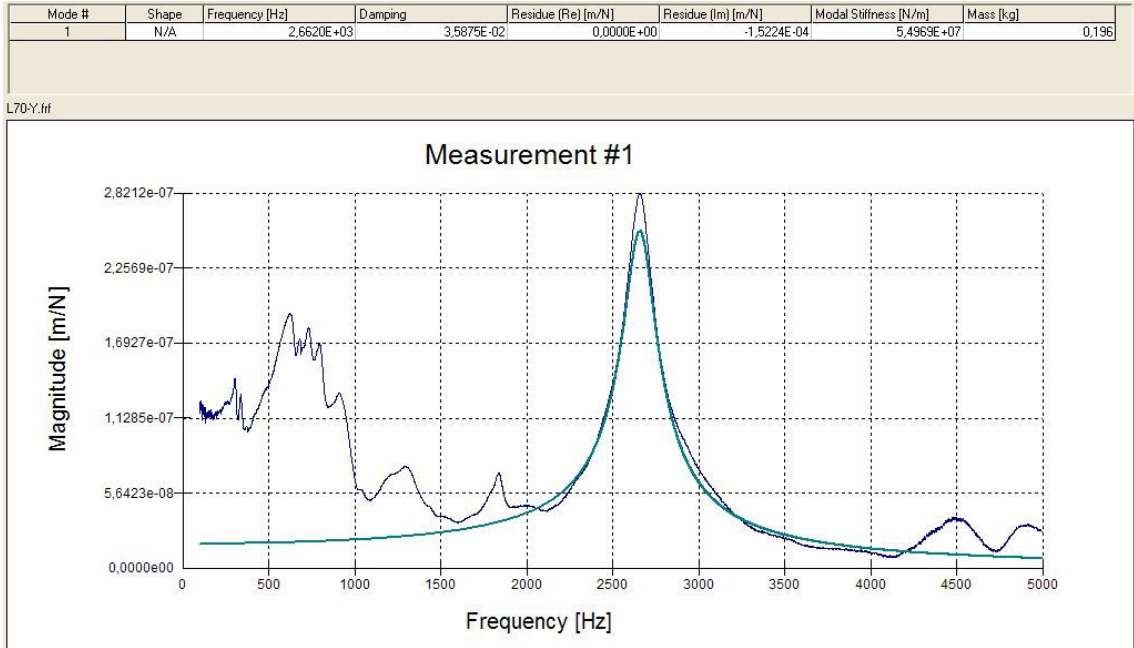
Şekil B.30. L= 70 mm ve Al-7075 için (X) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



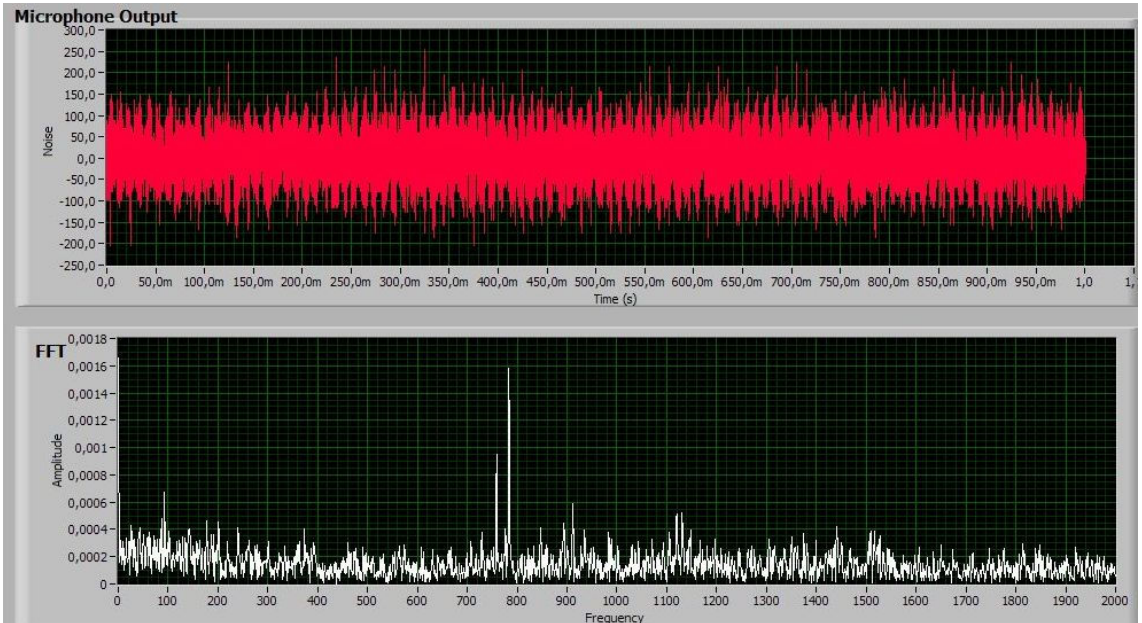
Şekil B.31. $L=70$ mm ve Al-7075 için (Y) doğrultusundaki TF' nin reel ve imajiner grafikleri.



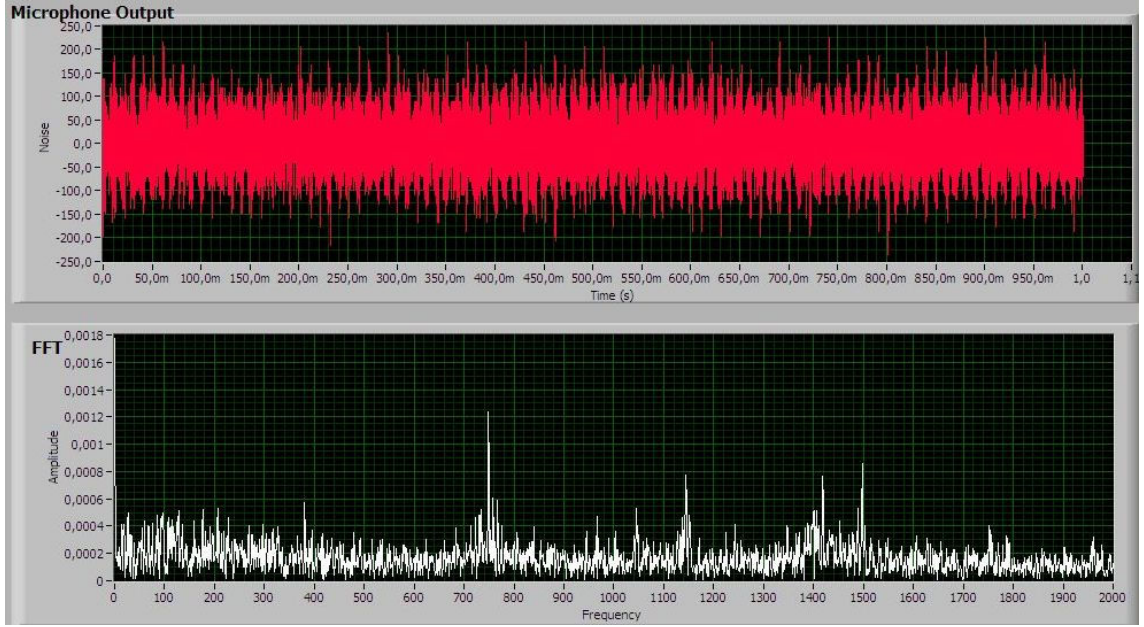
Şekil B.32. $L=70$ mm ve Al-7075 için (X) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği.



Şekil B.33. L= 70 mm ve Al-7075 için (Y) doğrultusundaki TF' nin FRF grafiği.



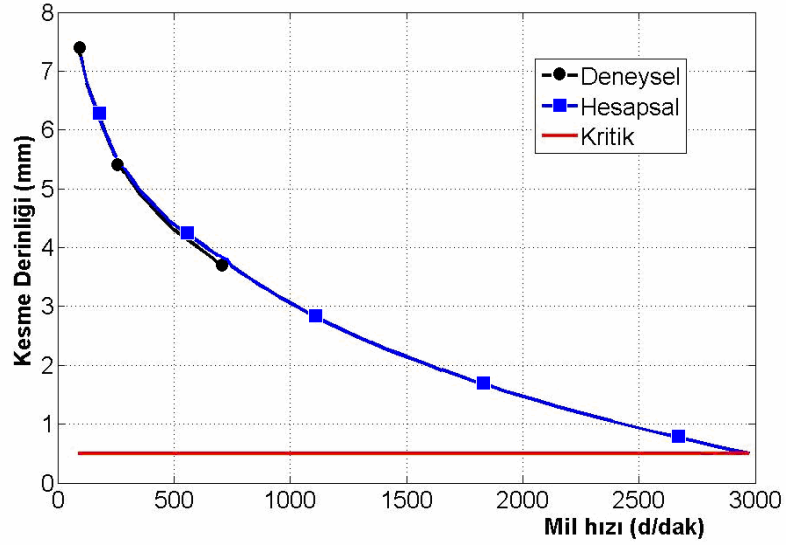
Şekil B.34. L= 50 mm ve Al-7075 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.



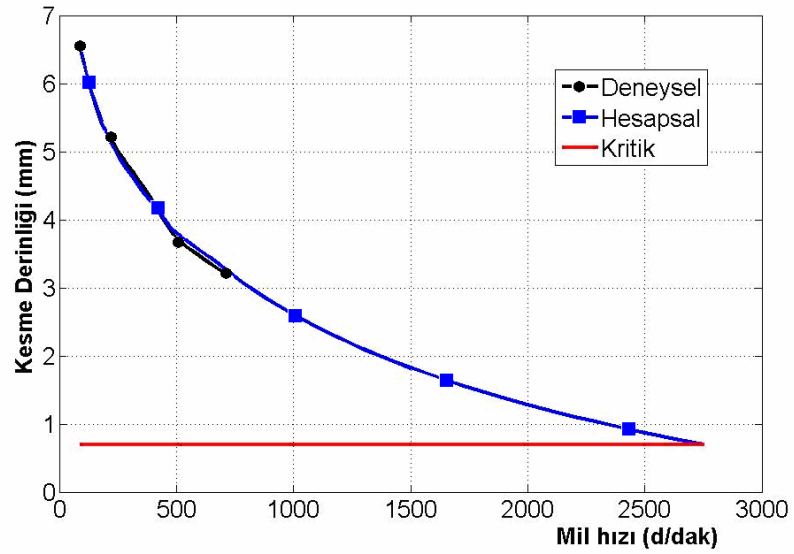
Şekil B.35. $L=70$ mm ve Al-7075 için ses testi ile tırlama frekansının belirlenmesi.

EK AÇIKLAMALAR – C

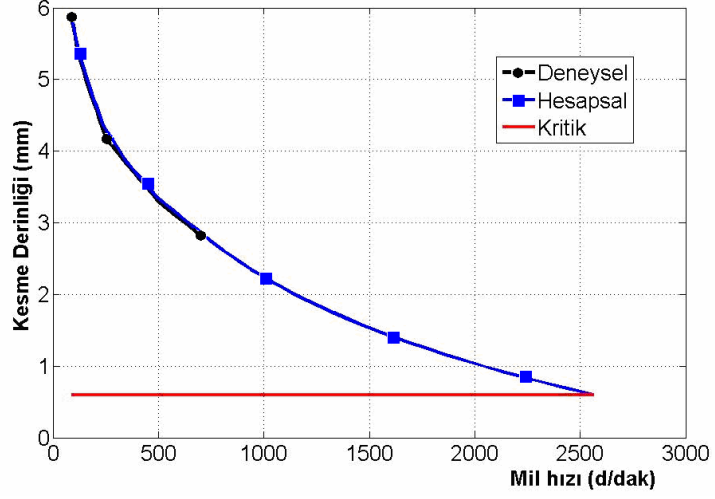
**TORNALAMA VE FREZELEME OPERASYONLARI İÇİN
KARARLILIK DİYAGRAMLARI**



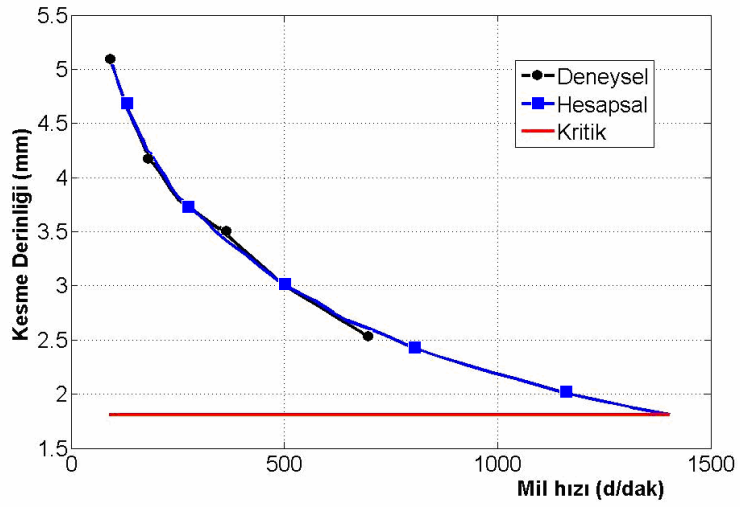
Şekil C.1. L=80 mm (20×20) kesitli kater ve Ç1010 malzemesi için KD.



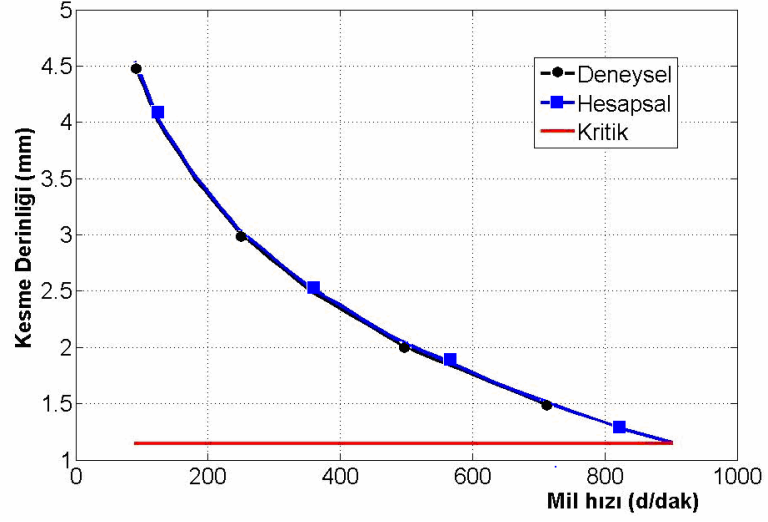
Şekil C.2. L=90 mm (20×20) kesitli kater ve Ç1010 malzemesi için KD.



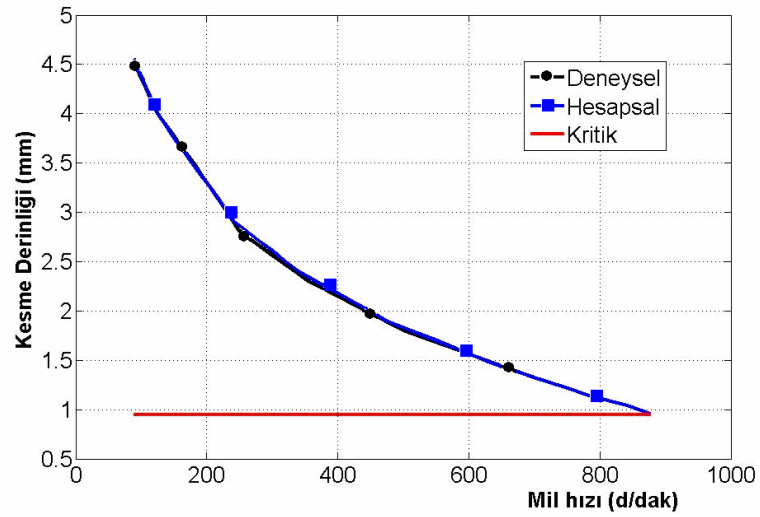
Şekil C.3. L=100 mm(20×20) kesitli kater ve Ç1010 malzemesi için KD.



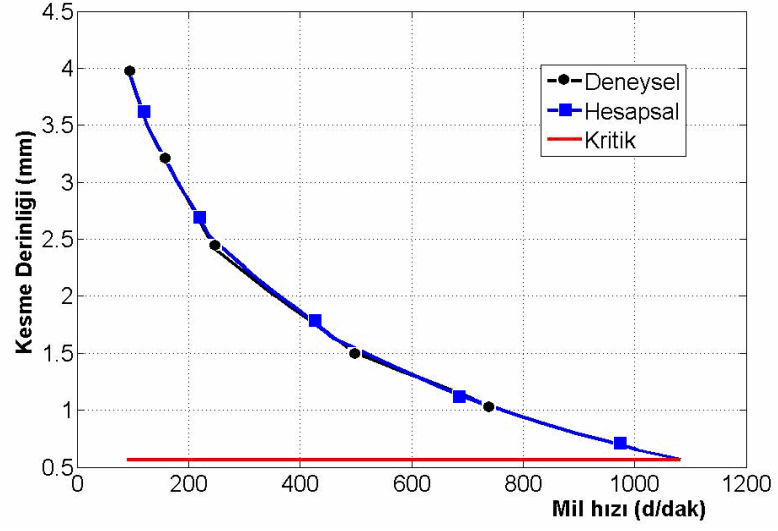
Şekil C.4. L=110 mm(20×20) kesitli kater ve Ç1010 malzemesi için KD.



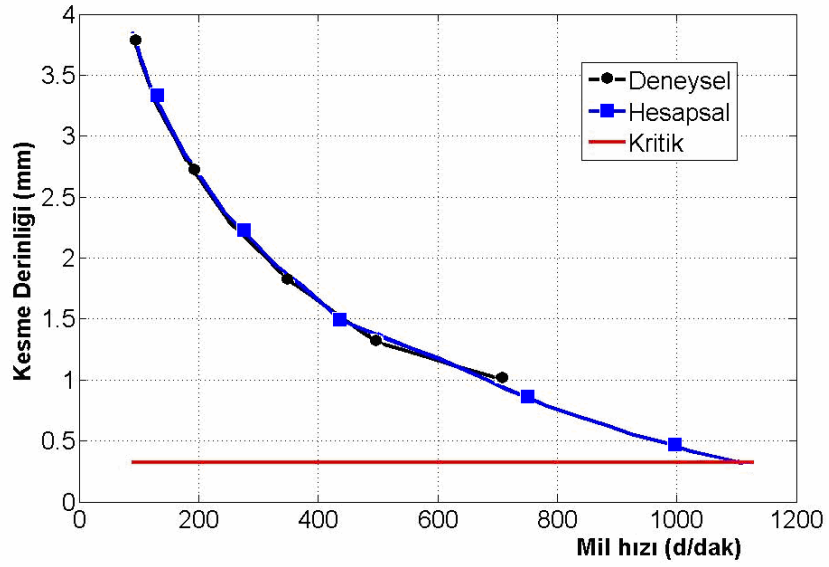
Şekil C.5. L=70 mm(20×20) kesitli kater ve Ç1050 malzemesi için KD.



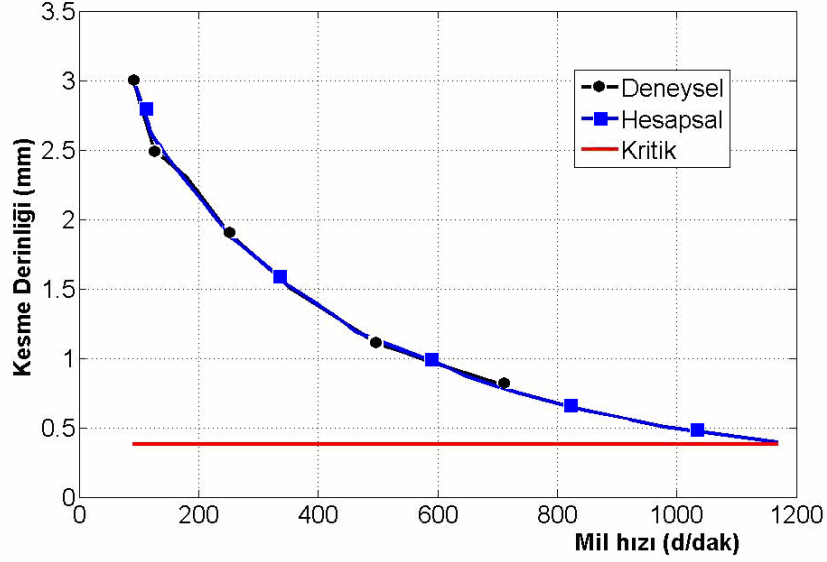
Şekil C.6. L=80 mm(20×20) kesitli kater ve Ç1050 malzemesi için KD.



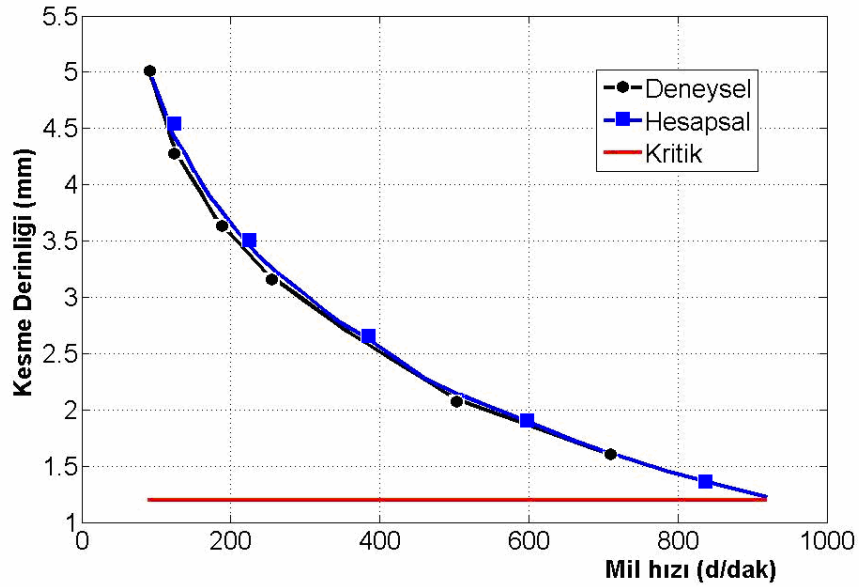
Şekil C.7. L=90 mm(20×20) kesitli kater ve Ç1050 malzemesi için KD.



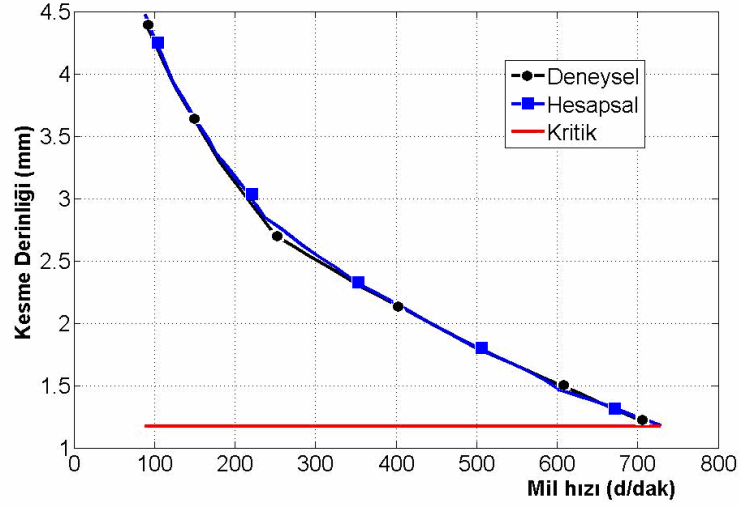
Şekil C.8. L=100 mm(20×20) kesitli kater ve Ç1050 malzemesi için KD.



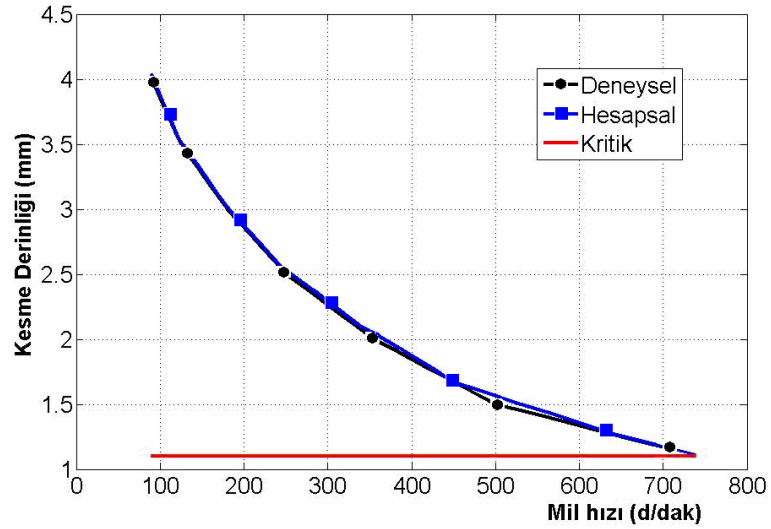
Şekil C.9. L=110 mm(20×20) kesitli kater ve Ç1050 malzemesi için KD.



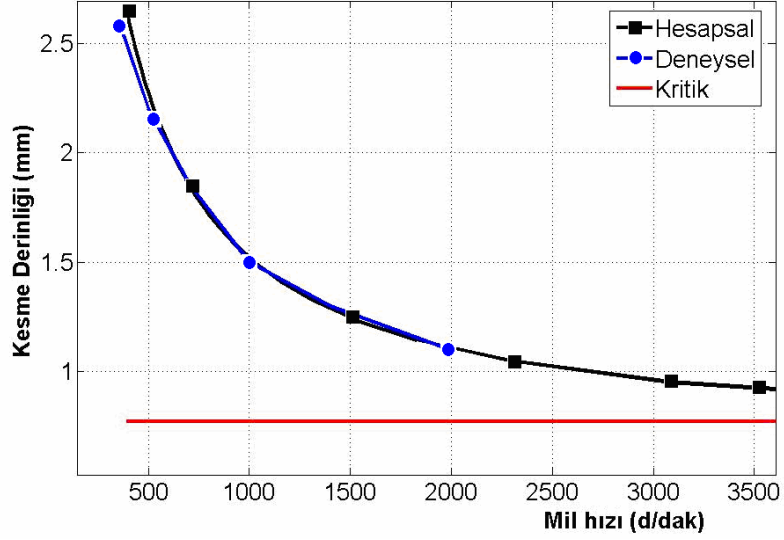
Şekil C.10. L=70 mm(25×25) kesitli kater ve Ç1050 malzemesi için KD.



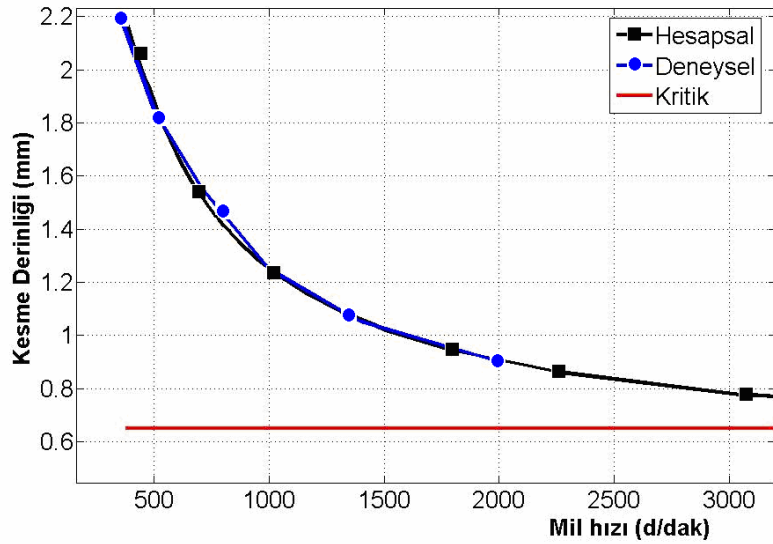
Şekil C.11. L=90 mm(25×25) kesitli kater ve Ç1050 malzemesi için KD.



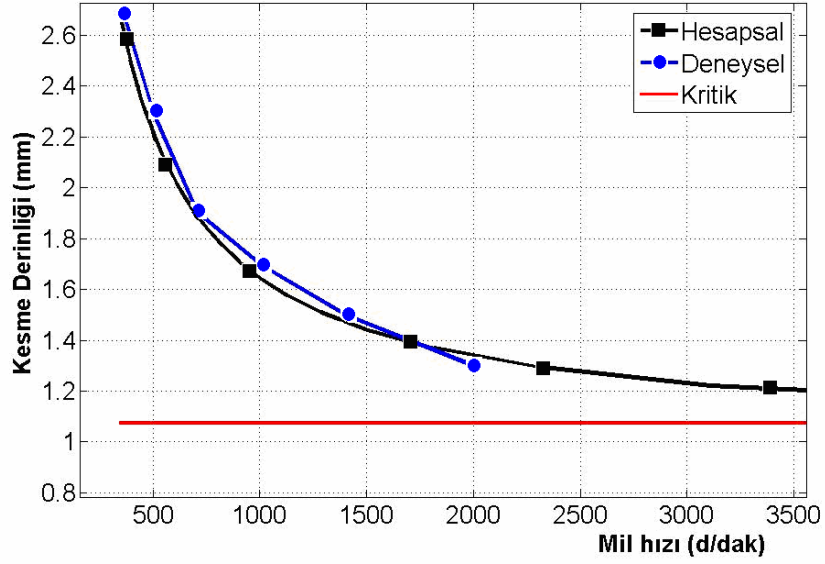
Şekil C.12. L=110 mm(25×25) kesitli kater ve Ç1050 malzemesi için KD.



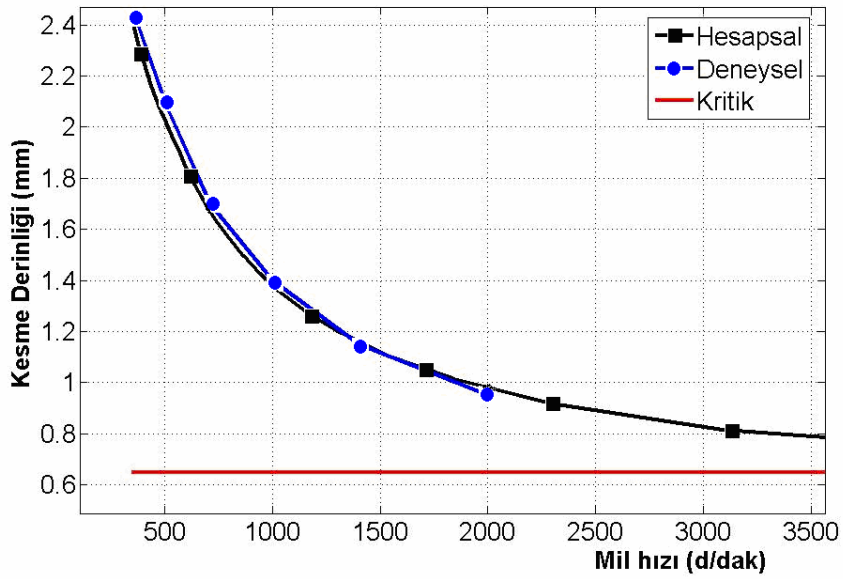
Şekil C.13. L=70 mm uzunluklu karbür frezeleme ucu ve Ç1010 malzemesi için KD.



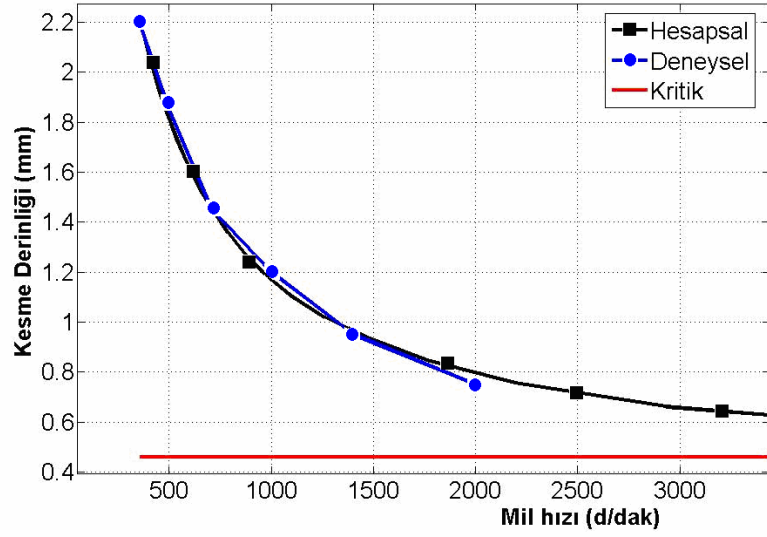
Şekil C.14. L=90 mm uzunluklu karbür frezeleme ucu ve Ç1010 malzemesi için KD.



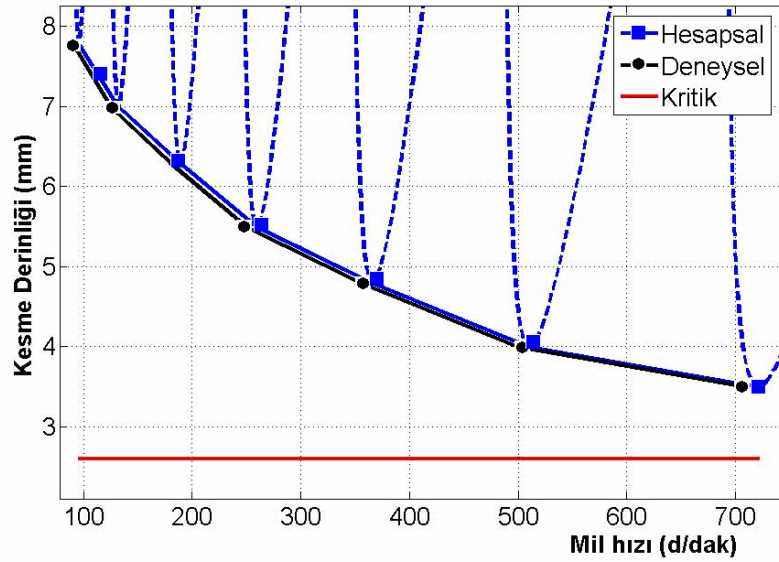
. Şekil C.15. L=50 mm uzunluklu karbür frezeleme ucu ve Ç1050 malzemesi için KD.



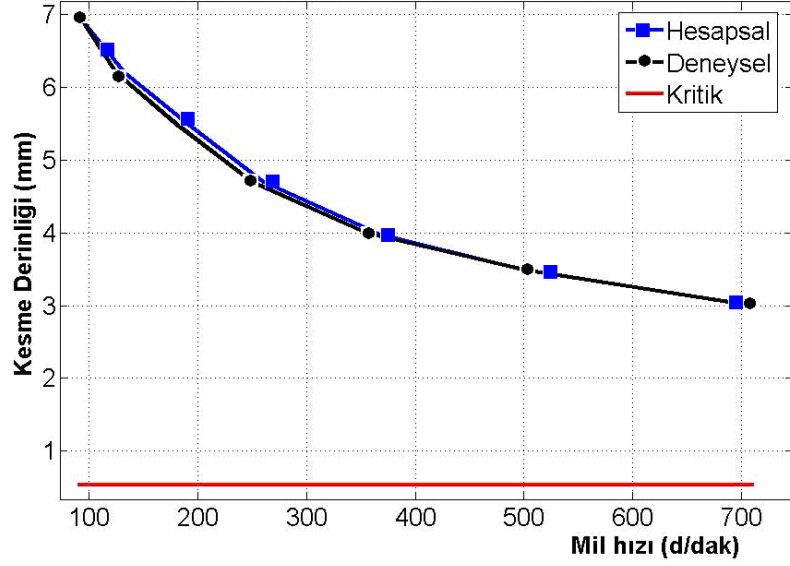
Şekil C.16. L=70 mm uzunluklu karbür frezeleme ucu ve Ç1050 malzemesi için KD.



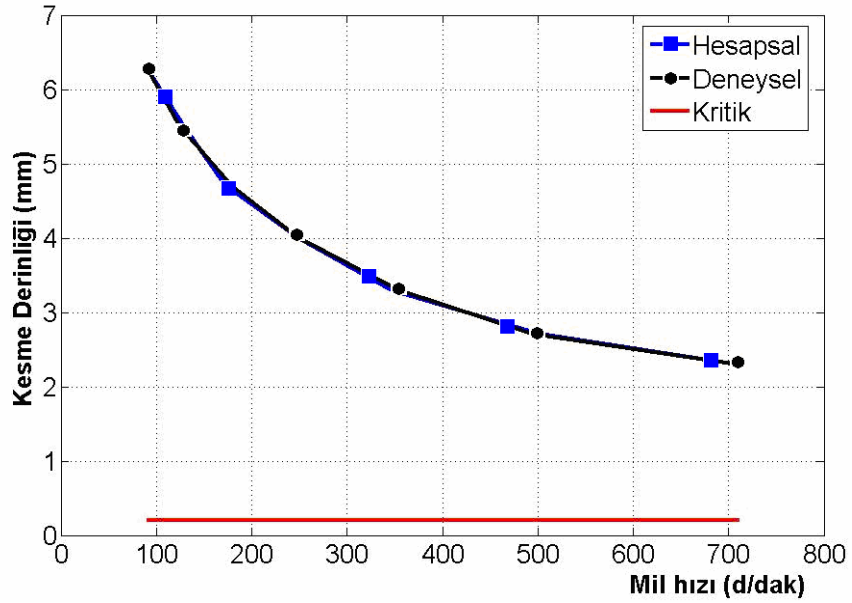
Şekil C.17. L=90 mm uzunluklu karbür frezeleme ucu ve Ç1050 malzemesi için KD.



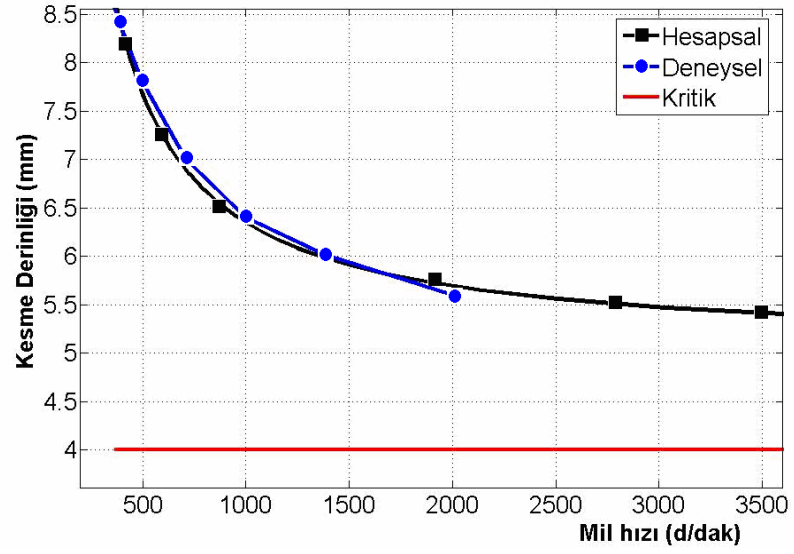
Şekil C.18. L=70 mm(20×20) kesitli kater ve Al-7075 malzemesi için KD.



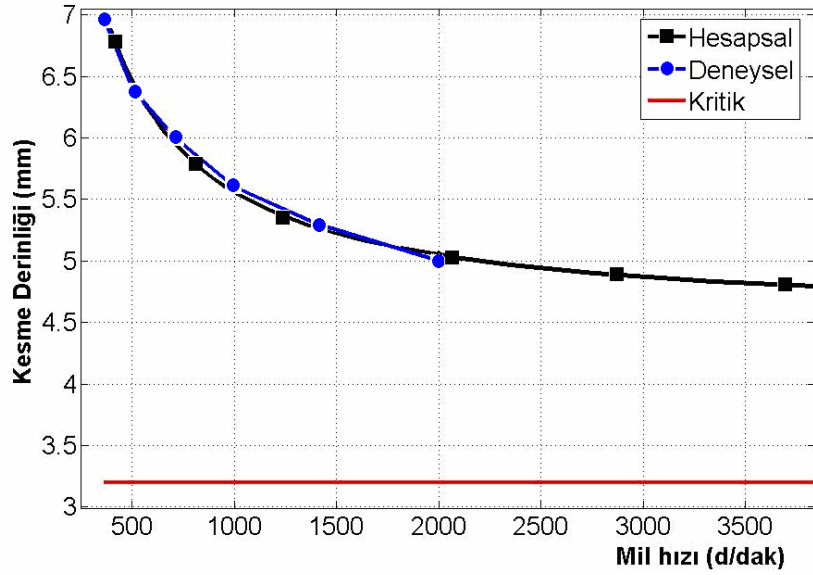
Şekil C.19. L=90 mm(20×20) kesitli kater ve Al-7075 malzemesi için KD.



Şekil C.20. L=110 mm(20×20) kesitli kater ve Al-7075 malzemesi için KD.

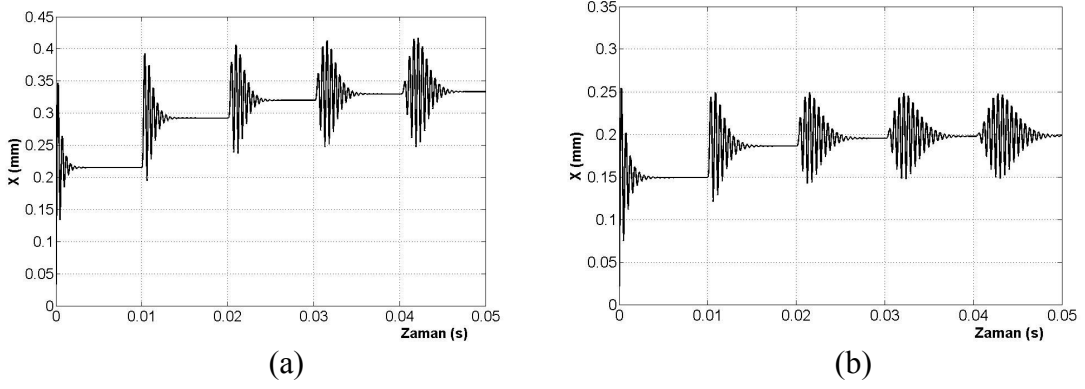


Şekil C.21. L=50 mm uzunluklu frezeleme ucu ve Al-7075 malzemesi için KD.

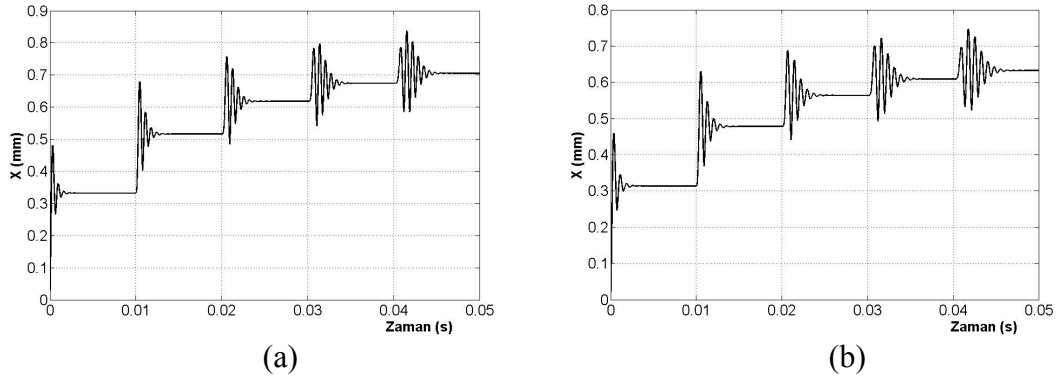


Şekil C.22. L=70 mm uzunluklu frezeleme ucu ve Al-7075 malzemesi için KD.

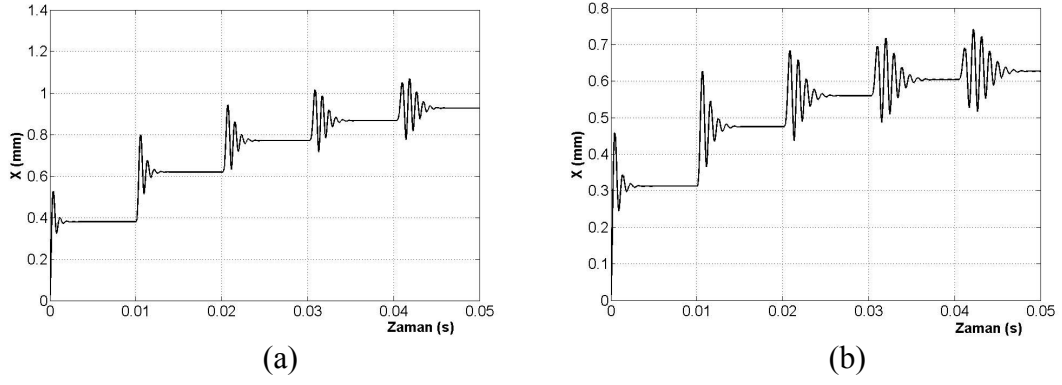
EK AÇIKLAMALAR – D**TORNALAMA VE FREZELEME OPERASYONLARI İÇİN
ZAMAN DOMENLİ SİMÜLASYON DİYAGRAMLARI**



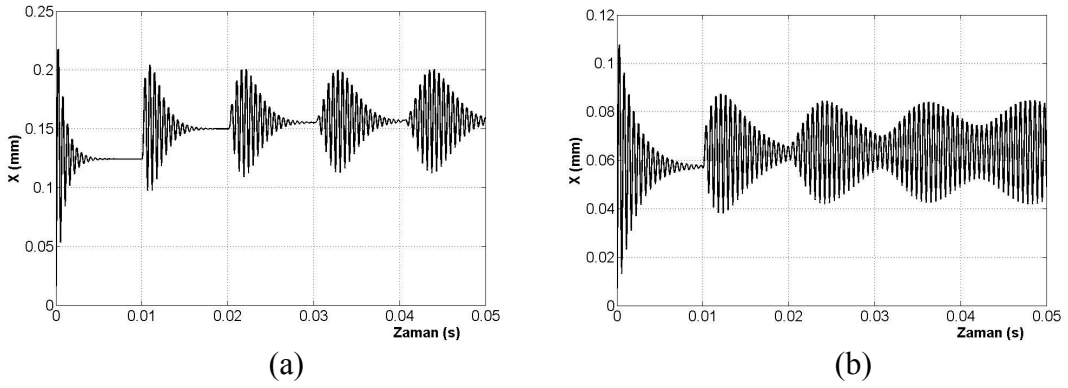
Şekil D.1. Tornalamada $L=70$ mm (20×20) kesitli, $n=90$ d/dak için kesme sisteminin (a) Ç-1010 , (b) Ç-1050 için sönümlenmesiz yer değişim grafikleri.



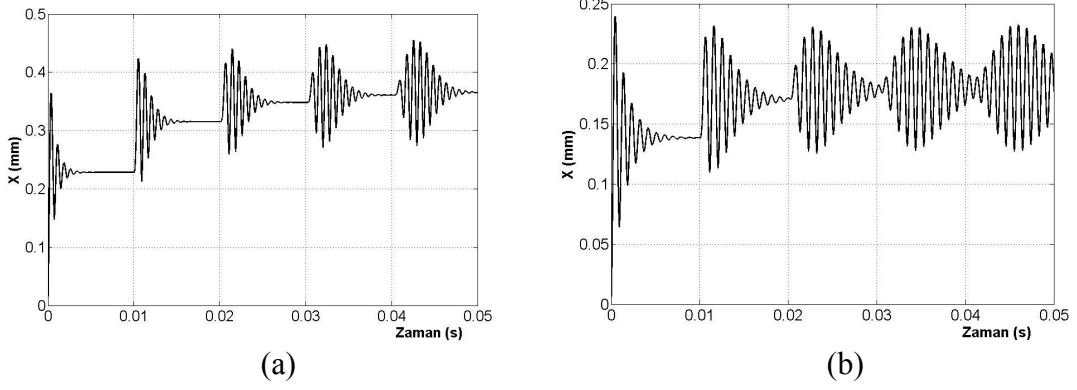
Şekil D.2. Tornalamada $L=90$ mm (20×20) kesitli, $n=90$ d/dak için kesme sisteminin (a) Ç-1010 , (b) Ç-1050 için sönümlenmesiz yer değişim grafikleri.



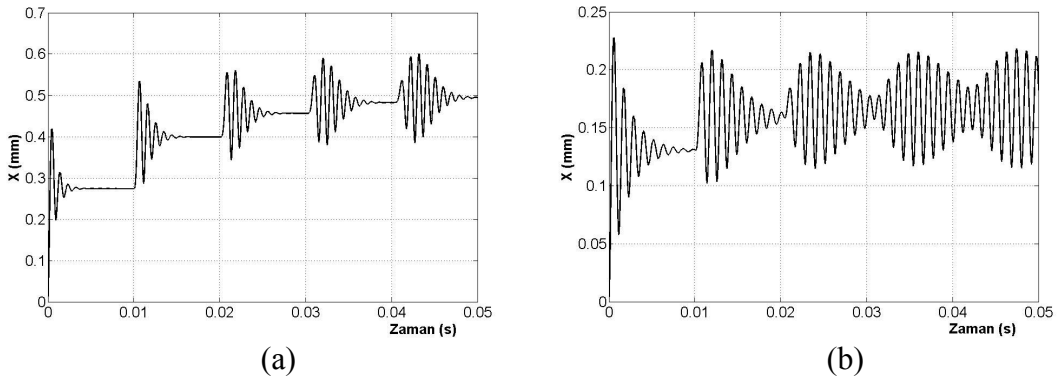
Şekil D.3. Tornalamada $L=110$ mm (20×20) kesitli, $n=90$ d/dak için kesme sisteminin (a) Ç-1010, (b) Ç-1050 için sönümlenmesiz yer değişim grafikleri.



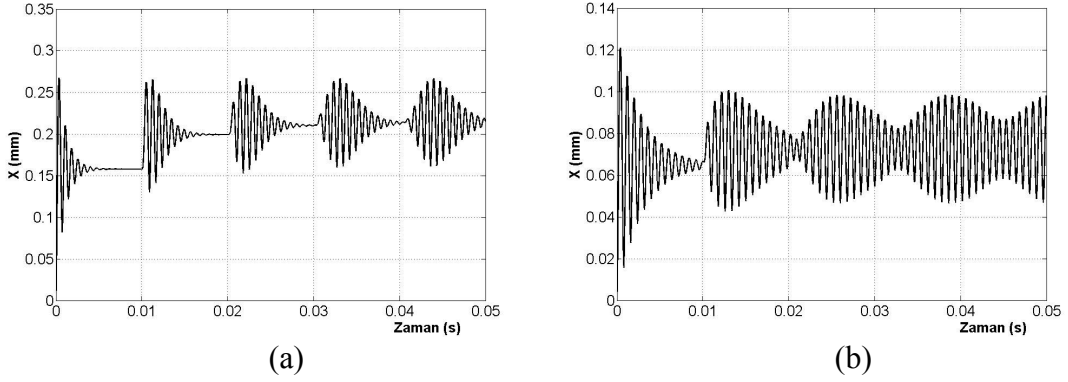
Şekil D.4. Tornalamada $L=70$ mm (20×20) kesitli, $n=710$ d/dak için kesme sisteminin (a) Ç-1010, (b) Ç-1050 için sönümlenmesiz yer değişim grafikleri.



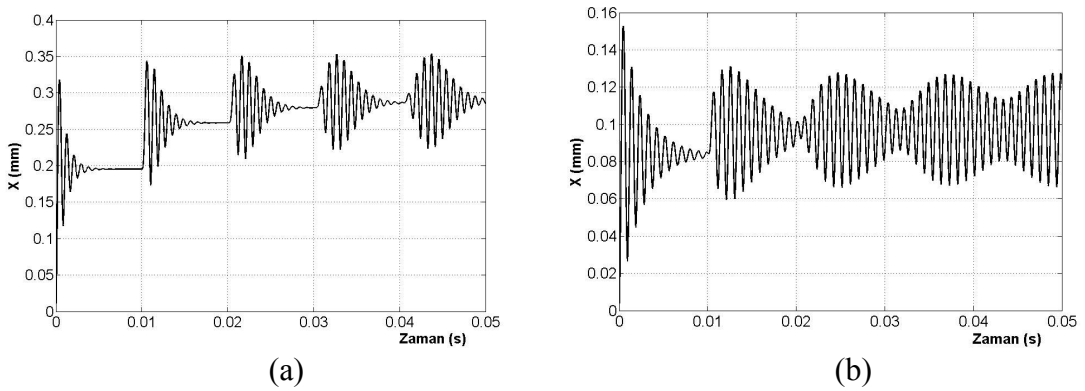
Şekil D.5. Tornalamada $L=90$ mm (20×20) kesitli, $n=710$ d/dak için kesme sisteminin (a) \dot{C} -1010, (b) \dot{C} -1050 için sönümlenmesiz yer değişim grafikleri.



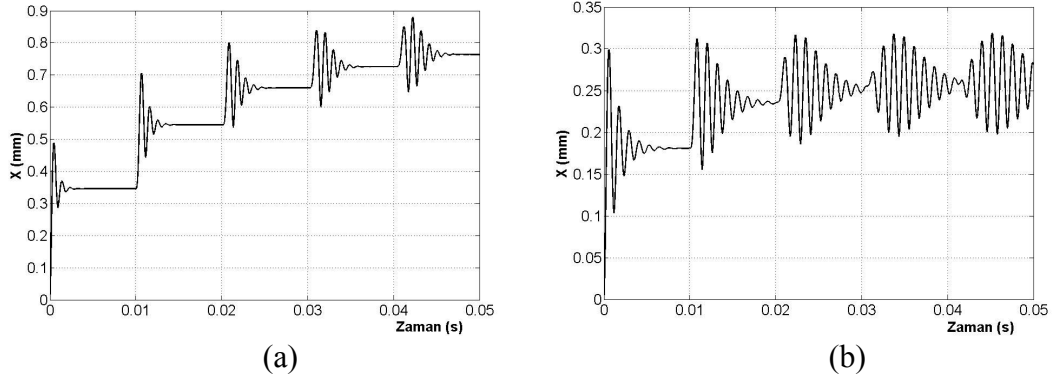
Şekil D.6. Tornalamada $L=110$ mm (20×20) kesitli, $n=710$ d/dak için kesme sisteminin (a) \dot{C} -1010, (b) \dot{C} -1050 için sönümlenmesiz yer değişim grafikleri.



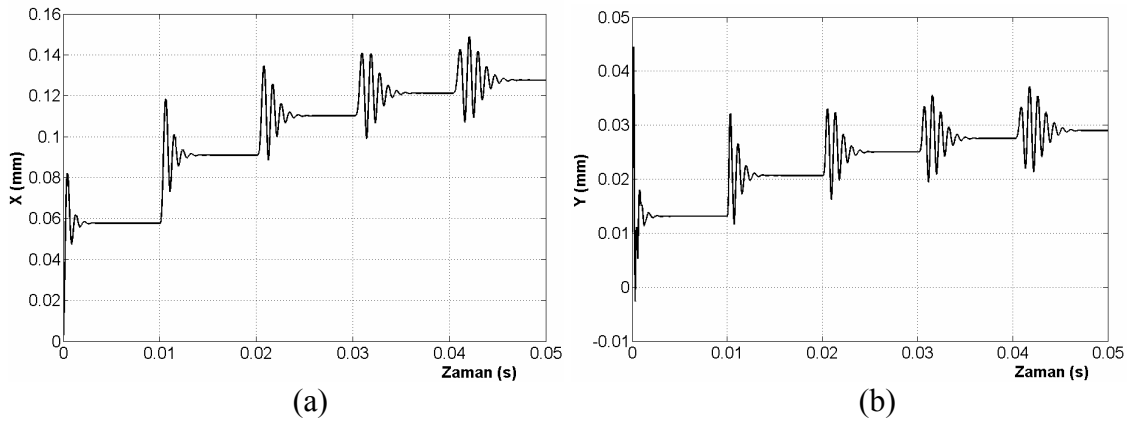
Şekil D.7. Tornalamada $L=70$ mm (25×25) kesitli, Ç-1050 için kesme sisteminin (a) $n=90$ d/dak, (b) $n=710$ d/dak için sönümlenmez yer değişim grafikleri.



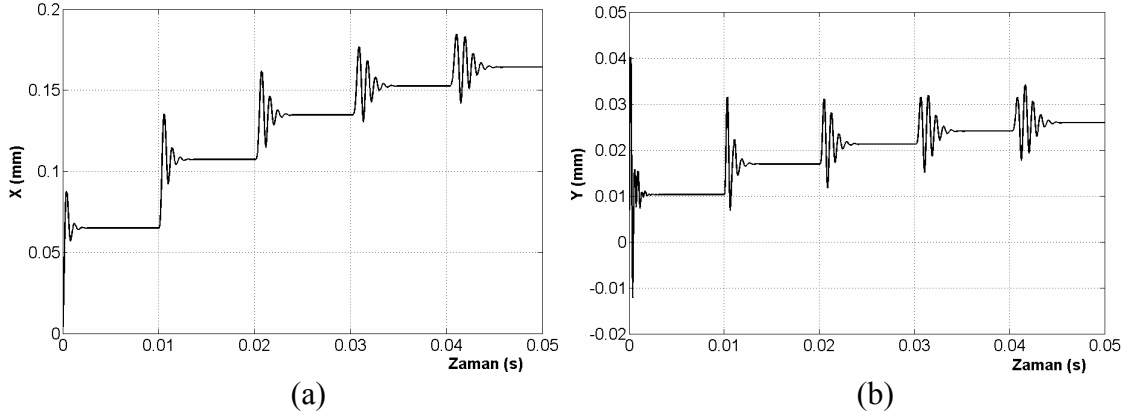
Şekil D.8. Tornalamada $L=90$ mm (25×25) kesitli, Ç-1050 için kesme sisteminin (a) $n=90$ d/dak, (b) $n=710$ d/dak için sönümlenmez yer değişim grafikleri.



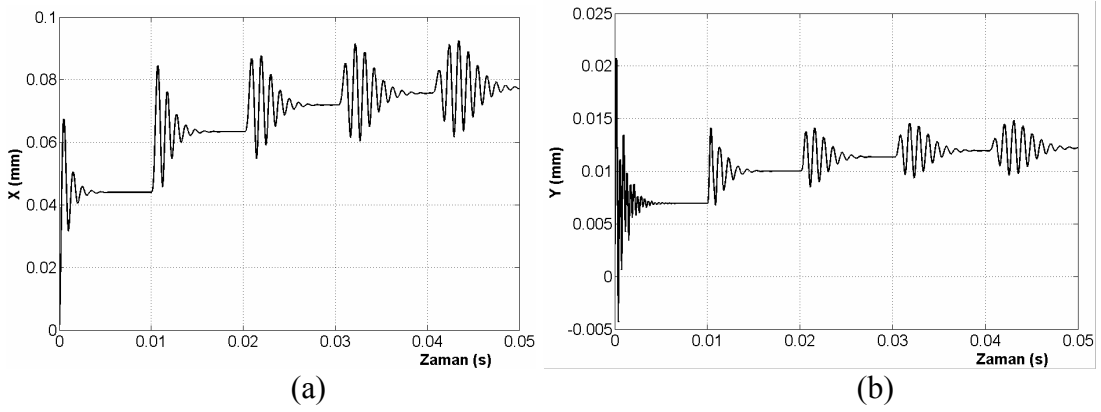
Şekil D.9. Tornalamada $L=110$ mm (25×25) kesitli, Ç-1050 için kesme sisteminin (a) $n=90$ d/dak, (b) $n=710$ d/dak için sönümlenmez yer değişim grafikleri.



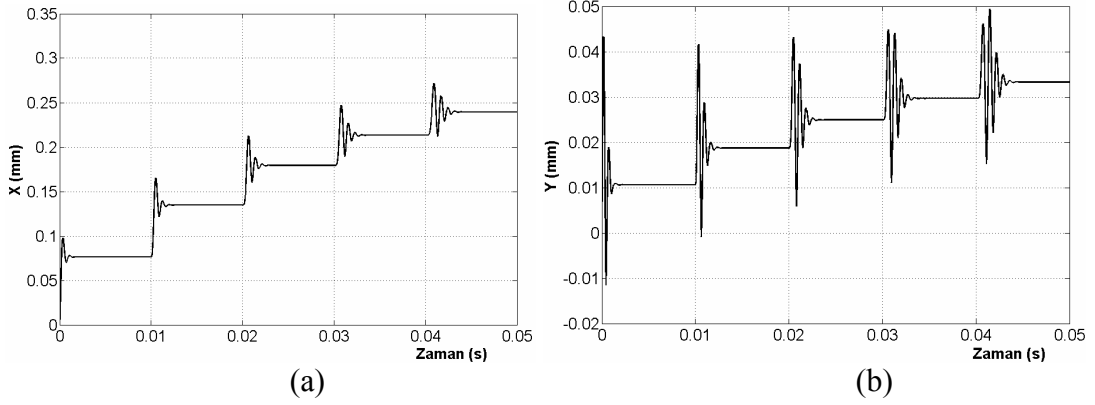
Şekil D.10. Frezelemede $L=50$ mm, $n=355$ d/dak kesme şartlarında Ç-1010 için (a) (X) , (b) (Y) doğrultusunda sönümlenmez yer değişim grafikleri.



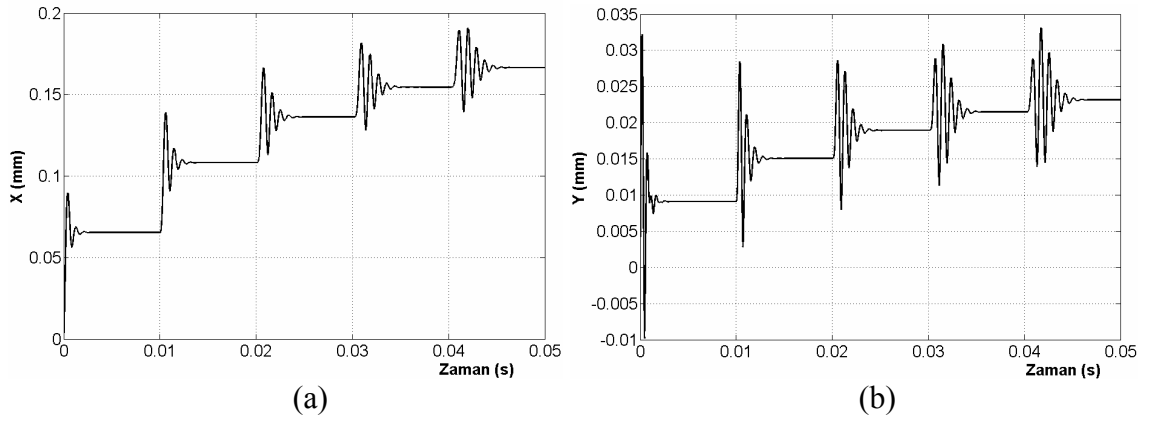
Şekil D.11. Frezelemede $L=70$ mm, $n=355$ d/dak kesme şartlarında Ç-1010 için (a) (X) , (b) (Y) doğrultusunda sönümlenmez yer değişim grafikleri.



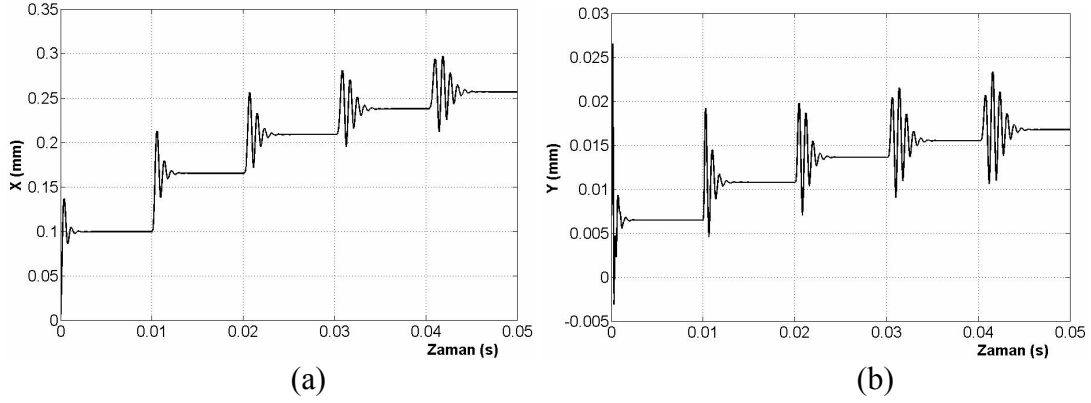
Şekil D.12. Frezelemede $L=70$ mm, $n=2000$ d/dak kesme şartlarında Ç-1010 için (a) (X) , (b) (Y) doğrultusunda sönümlenmez yer değişim grafikleri.



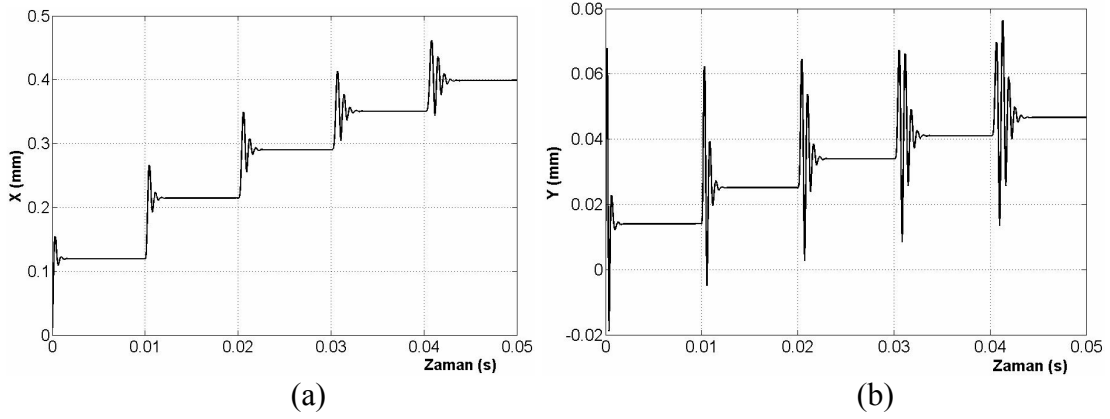
Şekil D.13. Frezelemede $L=90$ mm, $n=355$ d/dak kesme şartlarında Ç-1010 için (a) (X) , (b) (Y) doğrultusunda sönümlemesiz yer değişim grafikleri.



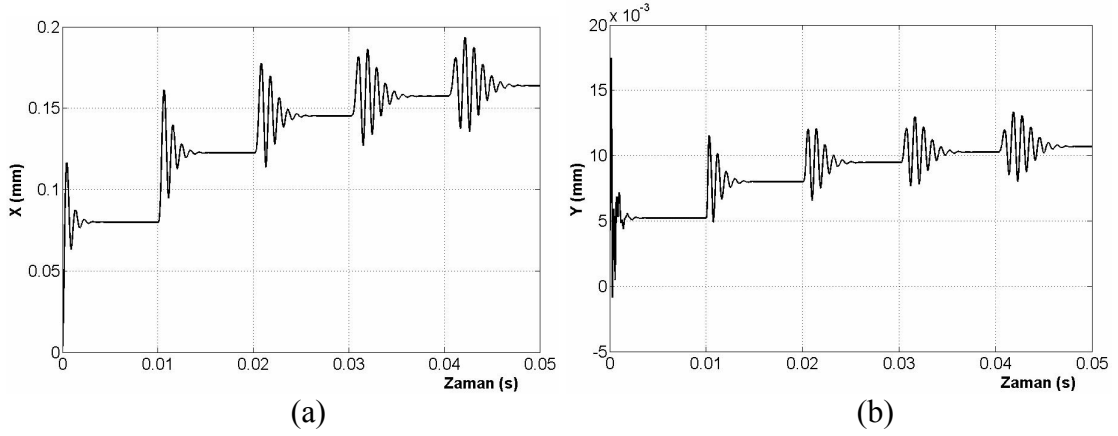
Şekil D.14. Frezelemede $L=90$ mm, $n=2000$ d/dak kesme şartlarında Ç-1010 için (a) (X) , (b) (Y) doğrultusunda sönümlemesiz yer değişim grafikleri.



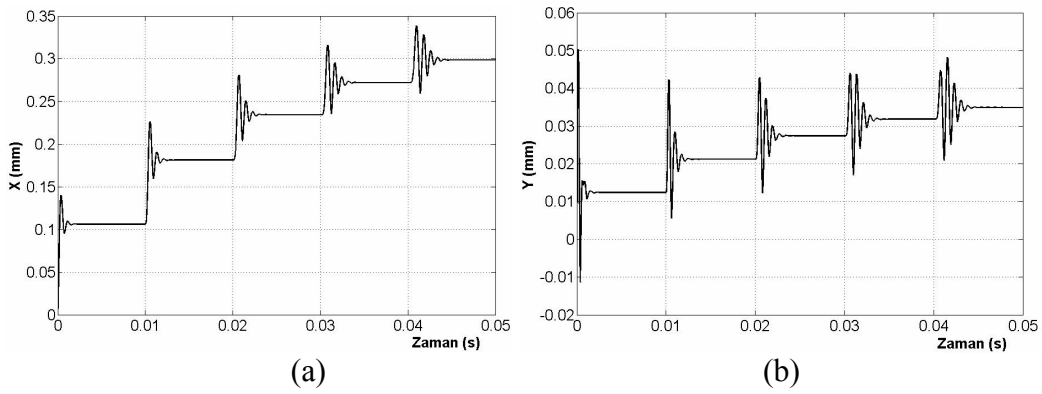
Şekil D.15. Frezelemede $L = 50$ mm, $n = 355$ d/dak kesme şartlarında Al-7075 için (a) (X) , (b) (Y) doğrultusunda sönümlemesiz yer değişim grafikleri.



Şekil D.16. Frezelemede $L = 70$ mm, $n = 355$ d/dak kesme şartlarında Al-7075 için (a) (X) , (b) (Y) doğrultusunda sönümlemesiz yer değişim grafikleri.



Şekil D.17. Frezelemede $L = 50$ mm, $n = 2000$ d/dak kesme şartlarında Al-7075 için (a) (X) , (b) (Y) doğrultusunda sönümlenmez yer değişim grafikleri



Şekil D.18. Frezelemede $L = 70$ mm, $n = 2000$ d/dak kesme şartlarında Al-7075 için (a) (X) , (b) (Y) doğrultusunda sönümlenmez yer değişim grafikleri

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Altintas, Y., and Budak, E., 1995, Analytical prediction of stability lobes in milling, *Annals of the CIRP*, 44 (1), 357-362.
- Altintas, Y., 2000, *Manufacturing automation; Metal cutting mechanics, machine tool vibrations and CNC design*, Cambridge University Press, 284p.
- Armarego, E.J.A and Uthaichaya, M., 1977, A mechanics of cutting approach for force prediction in turning operations, *Journal of Engineering Production*, 1 (1), 1-18.
- Armarego, E.J.A and Whitfield, R.C., 1985, Computer based modelling of popular machining operations for force and power predictions, *Annals of the CIRP*, 34, 65-69.
- Armarego, E.J.A., 1993, *Material removal processes-an intermediate course*, The University of Melbourne.
- Bailey, J.A., 1975, Friction in metal machining-Mechanical aspects, *Wear*, 31, 243-275.
- Balachandran, B., 2001, Non-linear dynamics of milling process, *Philosophical Transactions of the Royal Society* 359, 793–820.
- Balakrishnan, P., et al., 1981, Analysis of cutting process damping, 9th, North American Manufact. Res. Conf. Proc., SME 247.
- Boothroyd, G., 1963, Temperatures in orthogonal metal cutting, *Proceedings Institution of Mechanical Engineers*, 177, 789-802.
- Budak, E. and Altintas, Y., 1995a, Analytical Prediction of Chatter Stability in Milling Part I: General Formulation, *Proceedings of the Dynamic Systems and Control Division, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, San Francisco, California, Nov. 12-17, DSC Vol. 57(1), 545-556.*
- Budak, E. and Altintas, Y., 1995b, Analytical Prediction of Chatter Stability in Milling Part II: Application of the General Formulation to Common Milling Systems, *Proceedings of the Dynamic Systems and Control Division, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, San Francisco, California, Nov. 12-17, DSC Vol. 57(1), 557-565.*
- Budak, E., et al., 1996, Prediction of milling force coefficients from orthogonal cutting data, *Trans. ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 118, 216-224.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam ediyor)

- Budak, E., and Altintas, Y., 1998, Analytical prediction of stability lobes in milling Part I: General formulation, Part II: Application of the general formulation to common milling systems, Trans ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 120, 22-36.
- Chiffre, L.D., 1977, Mechanics of metal cutting and cutting fluid action, Int. Journal of Mach. Tool Des. Res., 17, 225-234.
- Clancy, B.E. and Shin Y.C., 2002, A comprehensive chatter prediction model for face turning operation including tool wear effect, Int. Journal of Machine Tools and Manufacture, 42, 1035-1044.
- Davies, M.A., et al., 2002, Stability prediction for low radical immersion milling, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 124(2), 217–225.
- Dilley et al., 2005, An analytical study of the effect of process damping on reamer vibrations, Journal of Sound and Vibration, 280, 997-1015.
- Dohner, J.L., et al., 2003, Mitigation of chatter instabilities in milling by active structural control, Journal of Sound and Vibration, 269, 197-211.
- Elbestawi, M.A., Ismail, F., Du, R., and Ullagaddi, B.C., 1994, Modeling machining Dynamics including damping in the tool-workpiece interface, ASME Journal of Engineering for Industry, 116(4), 435-439.
- Farkas, M., 1994, Periodic motions, Springer, New York.
- Halanay, A., 1961, Stability theory of linear periodic systems with delay, Revue de Mathematiques Pures et Appliquees, 6(4), 633–653.
- Hale, J.K., Lunel, S.M.V., 1993, Introduction to functional differential equations, Springer, New York.
- Insperger, T., Stepan, G., 2000, Stability of the milling process, Periodica Polytechnica, 44(1), 47–57.
- Insperger, T., et al., 2003, Multiple chatter frequencies in milling process, Journal of Sound and Vibration, 262, 333-345.
- Ismail, F., Ziaei, R., 2002, Chatter suppression in five-axis machining of flexible parts, Int. J. of Machine Tools & Manufacture, 42, 115–122.
- Jemielniak, K., Widota, A., 1989, Numerical simulation of non-linear chatter vibration in turning, Int. Journal of Machine Tools Manufacturing, 29(2), 239-247.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam ediyor)

- Jemielniak, K., 1992, Modelling of dynamic cutting coefficients in three-dimensional cutting, *Int. Machine Tools Des. Res.*, 32(4), 509-519.
- Kim, J.S., Lee, B.H., 1991, An analytical model of dynamic cutting forces in chatter vibration, *Int. Machine Tools Des. Res.*, 31(3), 371-381.
- Kim, S.I., et al., 2003, Robust machining force control with process compensation, *Journal of Manufacturing Science and Engineering, ASME*, 125, 423-430.
- Knight., 1970, Some observations on the vibratory metal cutting process employing high speed photography, *Int. Machine Tool Des. Res.*, 10, 221-247.
- Komanduri, R., 1993, Machining and Grinding: A historical review of the classical papers, *Appl. Mech.Rev.*, 46:3, 80-133.
- Krystof, J., 1939, *Berichteuber Betriebswissenschaftliche Arbeiten*, Bd., 12. VDI Verlag.
- Lagö, T.L., et al., 2002, Performance of a chatter control system for turning and boring applications, 4 th GRACM Cong. on Computational Mechanics, Patras, 27-29.
- Landers, R.G., Ulsoy, A.G., 1996, Chatter analysis of machining systems with nonlinear force processes, *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Atlanta, Georgia, November 17-22, DSC. 58*, 183-190.
- Lee, A-C. and Liu, C.S., 1991a, Analysis of chatter vibration in a cutter-workpiece system, *Int. Journal of Machine Tools and Manufacture*, 31(2), 221-234.
- Lee, A.C. and Liu, C.S., 1991b, Analysis of chatter vibration in the end milling process, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 31(4), 471-479.
- Lee, B.Y., et al., 1995, Modelling of the process damping force in chatter vibration, *Int. Journal of Machine Tools and Manufacture*, 35, 951-962.
- Lee, E.H.,and Shaffer, B.W., 1951, Theory of plasticity applied to the problem of machining, *Journal of Applied Mechanics*, 18, 405-413.
- Lin, S.C., et al., 1990, A new approach to estimating the cutting process damping under working conditions, *Transactions of NAMRI/SME*, 154-160.
- Lin, G.C.I., and Oxley, P.L.B., 1972, Mechanics of oblique machining: Predicting chip geometry and cutting forces from work material properties and cutting conditions, *Proceedings Institution of Mechanical Engineers*, 186, 813-820.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam ediyor)

- Litak, G., 2001, Chaotic vibrations in a regenerative cutting process, arXiv:nlin. CD/0106025v1.
- Mei, C., 2005, Active regenerative chatter suppression during boring manufacturing process, *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 21, 153-158.
- Merchant, M.E., 1945, Mechanics of the metal cutting process. I. Orthogonal cutting and a type 2 chip, *Journal of Applied Physics*, 16, 267-275.
- Merchant, M.E., 1945, Mechanics of the metal cutting process. II. Plasticity conditions in orthogonal cutting, *Journal of Applied Physics*, 18, 318-324.
- Minis, I., Magrab, E., Pandelidis, I., 1990a, Improved methods for the prediction of chatter in turning, Part III: A Generalized Linear Theory, *ASME Journal of Engineering for Industry*, 112(1), 28-35.
- Minis, I., et al., 1990b, Analysis of linear and nonlinear chatter in milling, *Annals of the CIRP*, 39(1), 459-462.
- Minis, I. and Yanushevsky, R., 1993, "A new theoretical approach for the prediction of machine tool chatter in milling," *ASME Journal of Engineering for Industry*, 115(1), 1-8.
- Nigm, M.M., Sadek, M.M., Tobias, S.A., 1977, Determination of dynamic cutting coefficients from steady state cutting data, *Int. Mach.Tools Des. Res.*, 17, 19-37.
- Nosyreva, E.P., Molinari, A., 1997, Nonlinear analysis of chatter in orthogonal cutting, *Dynamics of rigid or flexible systems*, C.R. Acad. Sci.t. 325, Serie II b, 435-442.
- Olgac, N., Hosek, M., 1998, A new perspective and analysis for regenerative machine tool chatter, *Int. Journal of Machine Tools & Manufacture*, 38, 783-798.
- Oxley, P.L.B., 1989, *The mechanics of machining*, Ellis Horwood Limited.
- Palmer, W.B., and Oxley, P.L.B., 1963, *Mechanics of orthogonal machining*, *Proceedings Institution of Mechanical Engineers*, 173, 623-654.
- Seto, W.W., (Çev. Toprak, T.), 1998, *Mekanik titreşimler*, Birsen Yayın evi, İstanbul, 165s.
- Shamoto, E. and Altintas, Y., 1997, Prediction of shear angle in oblique cutting with maximum shear stress and minimum energy principle, 1997 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 6-1, 121-128.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam ediyor)

- Sridhar, R., Hohn, R.E., and Lang, G.W., 1968, A stability algorithm for the general milling process: Contribution to Machine Tool Chatter Research-7, ASME Journal of Engineering for Industry, 90(2), 330-334.
- Srinivasan, K., Nachtigal, C.L., 1978, Investigation of the cutting process dynamics in Turning operations, Journal of Engineering for Industry, Transactions of the SME, 77(41), 1-9.
- Sisson, T.R., Kegg, R.L., 1969, An explanation of low-speed chatter effects, ASME Journal of Engineering Industry, 91, 951-960.
- Stabler, G.V., 1964, The chip flow law and its consequences, Advances in Machine Tool Design and Research, 243-251.
- Stephenson, D.A., 1989, Material characterization for metal-cutting force modeling, Journal of Engineering Materials and Technology, 111, 210-219.
- Tarng, Y.S., Young, H.T., and Lee, B.Y., 1994, Analytical Model of Chatter Vibration in Metal Cutting, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 34(2), 183-197.
- Taşkesen, A., Ercan, Y., 2003, Dik Kesme işlemi sırasında takım tezgahı titreşimlerinin ve kararlılığının bir serbestlik dereceli kesme modeli ile nonlineer analizi ve tırlamanın tahmini, 11. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu.
- Tobias, S.A., 1965, Machine Tool Vibration, Blackie and Sons Ltd.
- Tlusty, J., Polacek, 1963, The Stability of Machine Tools Against Self Excited Vibrations in Machining, International Research in Production Engineering, ASME, 465-474.
- Tlusty, J., Moriwaki, T. and Goel, B.S., 1976, The dynamic cutting force coefficients for some carbon steels, 4th NAMR Conference, SME.
- Tlusty, J., 1978, Analysis of the state of research in cutting dynamics, Manufact. Tech., CIRP Annals, 27(2), 583-589.
- Tlusty, J., Heczko, O., 1980, Improving tests of damping in the cutting process, 8th, North American Manufact. Res. Conf. Proc., SME 372-376.
- Tlusty, J. and Ismail, F., 1981, Basic nonlinearity in machining chatter, Annals of the CIRP, 30(1), 299-304.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam ediyor)

- Thusty, J. and Ismail, F., 1983, Special aspects of chatter in milling, ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, 105(1), 24-32.
- Thusty, J., 1986, Dynamics of High-Speed Milling, ASME Journal of Engineering for Industry, 108(2), 59-67.
- Thusty, G., 2000, Manufacturing processes and equipment, Prentice Hall, New Jersey, 325p.
- Wallace, P.W., and Andrew, C., 1965, Machining forces: Some effects of tool vibration, Journal of Mechanical Engineering Science, 7(2), 152-162.
- Wallace, P.W., Andrew, C., 1966, Machining forces: Some effects of removing a wavy surface, Journal of Mechanical Engineering Science, 8(2), 129-140.
- Wiercigroch, M., Cheng, A. H-D., 1997, Chaotic and stochastic dynamics of orthogonal metal cutting, Chaos, Solitons & Fractals, 8(4), 715-726.
- Wu, D.W., Liu, C.R., 1985a, An analytical model of cutting dynamics, Part 1: Model building, Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 107, 107-111.
- Wu, D.W., Liu, C.R., 1985b, An analytical model of cutting dynamics, Part 2: Verification, Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 107, 112-118.
- Wu, D.W., 1988, Comprehensive dynamic cutting force model and its application to wave-removing process, Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 110, 153-161.
- Wu, D.W., 1989, A new approach of formulating the transfer function for dynamic cutting process, Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 111, 37-47.
- Xiao, M., et al., 2002, Analysis of chatter suppression in vibration cutting, Int. Journal of Machine Tools and Manufacture, 42, 1677-1685.
- Young, H.T. and Tarng, Y.S., 1993, Application of machining theory to regenerative chatter in turning, Bull. Coll. Engng., N. T. U. Vol. 58, 101-122 pp.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Erol TÜRKEŞ
Doğum Yeri : Çayla Köyü / Saray / Tekirdağ
Doğum Tarihi : 1974
İş : Araştırma Görevlisi (Eskişehir Osmangazi Üniversitesi
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü)
Yabancı Dil : İngilizce
E-mail : eturkes@ogu.edu.tr
eturkes59@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

2001-..... : **Doktora**; Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı İmalat ve Konstrüksiyon Bilim Dalı.

1998-2001 : **Yüksek Lisans**; Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine
Mühendisliği Ana Bilim Dalı Enerji Bilim Dalı.

1994-1998 : **Lisans**; Dumlupınar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine
Mühendisliği Bölümü.

1992-1994 : **Ön Lisans**; İstanbul Teknik Üniversitesi Sakarya Mühendislik Fakültesi
Düzce Meslek Yüksek Okulu Makine Bölümü.

1988-1992 : **Lise**; Tekirdağ E.M.L ve Teknik Lise Makine Bölümü.

İŞ DENEYİMİ

- 2002-.....** : Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Araştırma Görevlisi.
- 1998-2002** : Dumlupınar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Araştırma Görevlisi. Mekanik Bilim Dalı.
- 1997** : KUTES Döküm ve Madencilik Çorlu Döküm Fabrikası (Lisans Yaz Dönemi II. Grup Stajı).
- 1996** : HEMA Hidrolik Makine Sanayi Çerkezköy- KUTES Döküm ve Madencilik Çorlu Döküm Fabrikası (Lisans Yaz Dönemi I. Grup Stajı).
- 1993-1994** : HEMA Hidrolik Makine Sanayi Çerkezköy (Ön Lisans Yaz Dönemi Stajları)
- 1990-1991** : HEMA Hidrolik Makine Sanayi Çerkezköy (Teknik Lise Yaz Dönemi Stajları)

YAPILAN PROJELER

- 9 Katlı 7 Bloklü Sitenin Merkezi Mekanik Isıtma Sistemi.
- Dumlupınar Üniversitesi Rektörlük Binası, Merkezi Kafeteryası ve Mutfaklarının Mekanik, yerden ve sıcak hava üflemleri olarak ısıtılması, havalandırılması, temiz ve pis su tesisatlarının Projelendirilmesi. (Lisans Bitirme Tezi)
- Takım Tezgahlarının Dizaynı ve Vargel Tezgahı Dizayn Örneği. (Yüksek Lisans Tezi)

MESLEKİ İLGİ ALANLARI

Auto-CAD Çizim Programları, CNC Takım Tezgahları Programlaması, Makine Dizaynı, Makine Dinamiği ve Teorisi, Makine ve Mekanizmalar Teorisi, Makine Elemanları, Mekanik Titreşimler.

ÜYELİKLER

- TMMOB Makine Mühendisleri Odası (53379).
- TEV “Türk Eğitim Vakfı” Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Temsilciliği.

SON DÖNEM YAYIN LİSTESİ

- Türkeş, E., Köse, R., 2001, Mekanizmaların Uzun Kütlelerinin Temel Üzerinde Dengelenmesi., UMTS 2001 Bildiri Kitabı Cilt 2, 838-846 s., 10. Ulusal Makine Dinamiği ve Teorisi Sempozyumu, Selçuk Üniversitesi, Konya.
- Türkeş, E., Köse, R., Zafer, N., 2003, Konvensiyonel Takım Tezgahlarında Tasarım: Vargel Tezgahı., 3. Uluslar Arası İleri Teknolojiler Sempozyumu Bildiri CD Cilt 2, Makine Teknolojileri, 154-167s., Gazi Üniversitesi, Ankara, Türkiye.
- Türkeş, E., Zafer, N., Köse, R., 2003, Vargel Mekanizması için Dinamik Analiz ve Volan Hesabı., 3. Uluslar Arası İleri Teknolojiler Sempozyumu Bildiri CD Cilt 2, Makine Teknolojileri, 278-291s., Gazi Üniversitesi, Ankara, Türkiye.
- Zafer, N., Türkeş, E., Kasap, M., 2003, Bakım Mühendisliği ve Yeni Teknikler., Makine Mühendisleri Odası Bakım Teknolojileri Kongresi ve Sergisi Bildiriler Kitabı Sayı: 334, 323-330 s., Bakım Teknolojileri Kongresi ve Sergisi, Denizli.
- Zafer, N., Türkeş, E., 2004, Chatter Suppression in Turning., The First Cappadocia International Mechanical Engineering CD Volume 3, 803-808 pp., Proceedings of the First Cappadocia International Mechanical Engineering Symposium, Cappadocia/ Turkey.
- Orak, S., Türkeş, E., 2005, Tornalama için Tırlama Titreşiminde Kesme Proses Sönümlenmesinin İncelenmesi., 1. Uluslararası Mesleki ve Teknik Eğitim Teknolojileri Kongresi, Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, İstanbul / Türkiye.

- TrkeŖ, E., Orak, S., 2006, Frezeleme için Tırlama TitreŖiminde Kesme Proses Snmlemesinin İncelenmesi.”, TİMAK CAD-CAM Günleri 06 Tasarım İmalat Analiz Kongresi, Balıkesir Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Balıkesir / Türkiye.
- Orak, S., TrkeŖ, E., 2006, Tornalamada Ortogonal Kesme için Tırlama TitreŖimi ve Kararlılığın Lineer Analizi., EskiŖehir Osmangazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt 19, Sayı 2, 89-108 s.