



T.C.
KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ



TORNALAMA İŞLEMİNDE KESİCİ TAKIM
TUTUCULARI İÇİN DİNAMİK TİTREŞİM
SÖNÜMLEYİCİ TASARIMI

Selim AYKUT

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Haziran-2022
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Selim AYKUT tarafından hazırlanan “TORNALAMA İŞLEMİNDE KESİCİ TAKIM TUTUCULARI İÇİN DİNAMİK TİTREŞİM SÖNÜMLEYİCİ TASARIMI” adlı tez çalışması 27/26/2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan

Dr. Öğr. Üyesi Hasan Hüseyin BİLGİÇ

Danışman

Prof. Dr. Mete KALYONCU

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Muhammed Arif ŞEN

İmza

.....

.....

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Saadettin Erhan KESEN
Enstitü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Selim AYKUT

Tarih: 22.07.2022

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TORNALAMA İŞLEMİNDE KESİCİ TAKIM TUTUCULARI İÇİN DİNAMİK TİTREŞİM SÖNÜMLEYİCİ TASARIMI

Selim AYKUT

**Konya Teknik Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

Danışman: Prof. Dr. Mete KALYONCU

2022, 69 Sayfa

Jüri

**Prof. Dr. Mete KALYONCU
Dr. Öğr. Üyesi Hasan Hüseyin BİLGİÇ
Dr. Öğr. Üyesi Muhammed Arif ŞEN**

Bu çalışmada, tornalama işleminde kullanılan delik içi kesici takım tutucuları için dinamik titreşim sönümleyici tasarımı yapılmıştır. Deneysel doğrulama uygulaması olarak bir delik içi tornalama işleminde kesici takım içerisine yerleştirilen dinamik titreşim sönümleyici ile tornalama işlemi yapılmıştır. Boyunun çapına oranı 6 olan bu kesici takım tutucunun hem dinamik titreşim sönümleyici ilavesiz hem de dinamik titreşim sönümleyici ilaveli formu ile tornalama işlemi yapılarak sonuçlar karşılaştırmalı olarak irdelenmiştir. Deneyde dinamik titreşim sönümleyici ilave edilmemiş proseste alınan ses kaydı üzerinden FFT analizi yapılarak takıma gelen zorlama frekansı belirlenmiş olup bu frekansa uygun dinamik titreşim sönümleyici tasarlanmıştır. Aynı zamanda karşılaştırma için ilk işlenen numune şahit numune olarak ayrılmış olup üzerinde çeşitli incelemeler yapılmıştır. Tasarlanan dinamik titreşim sönümleyici, kesici takım tutucuya adapte edildikten sonra bu kesici takım tutucu ile tornalama operasyonu gerçekleştirilmiş ve sonuçlar kaydedilmiştir. Yine dinamik titreşim sönümleyici ilaveli kesici takım tutucu ile işlenen numune şahit numune olarak ayrılmış olup üzerinde çeşitli incelemeler yapılmıştır. Deney sonucunda bu iki numune karşılaştırmalı olarak incelenip sonuçlar kayıt altına alınmıştır. Deneysel olarak elde edilen numuneler, görsel muayene, ses sinyalleri grafikleri, gürültü seviyeleri, frekans uzayları ve yüzey pürüzlülükleri açısından karşılaştırılmış ve sonuçlar grafikler ve şekiller ile sunulmuştur. Deneysel sonuçlar incelendiğinde, geliştiren dinamik sönümleyicinin 600 dev/dak ve 800 dev/dak açıl hızlardaki titreşim seviyelerinde belirgin bir etki göstermediği, ancak 1000 dev/dak ve 1200 dev/dak 'açıl hızlardaki titreşimi büyük oranda sönümlediği görülmüştür. Her iki operasyonda gürültü ölçümlerinde yaklaşık 8-10 dBA düşüş, yüzey pürüzlülüklerinde yaklaşık %94'e kadar iyileşme görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: delik içi tornalama, dinamik titreşim sönümleyici, FFT analizi, kesici takım tutucu, tirlama titreşimi, yüzey pürüzlülüğü,

ABSTRACT

MS THESIS

DESIGN OF A DYNAMIC VIBRATION ABSORBER FOR CUTTING TOOL HOLDER IN TURNING PROCESS

Selim AYKUT

**Konya Technical University
Institute of Graduate Studies
Department of Mechanical Engineering**

Advisor: Prof. Dr. Mete KALYONCU

2022, 69 Pages

Jury

**Prof. Dr. Mete KALYONCU
Dr. Öğr. Üyesi Hasan Hüseyin BİLGİÇ
Dr. Öğr. Üyesi Muhammed Arif ŞEN**

In this study, the design of a dynamic vibration absorber for cutting tool holder in turning process has been done. To verify the theoretical calculations, an experimental study has been practised. The experiment was done with a cutting tool holder which have a dynamic vibration absorber adopted to inside of holder. The results of 6D (length/diameter ratio) length holder with and without dynamic vibration absorber were compared. Firstly, the holder without dynamic vibration absorber was experienced and during the experiment sound of process was recorded. At the end of the first experiment, the part which was machined has been stored as arbitration specimen. After the first experiment, FFT analysis is applied to the recorded sound and the frequency domain is calculated with an application. According to the frequency domain, the design of dynamic vibration absorber has been done. The new tool, which has a dynamic vibration absorber inside, performed with a second experiment and results were written into the report. Also the second the part which was machined in second experiment has been stored as arbitration specimen. At the end of these two experiments, specimens are compared by visual inspection, the graphics of sound levels, machining noise, frequency domains and surface roughnesses. With results of practical experiment, even though there were no big changes on 600 rev/min and 800 rev/min processes, for 1000 rev/min and 1200 rev/min it has been seen that the chatter vibration is greatly reduced. With these two processes, reduction about 8~10 dBA on noise and up to 94% improvement has been seen on surface roughness.

Keywords: boring lathe, dynamic vibration absorber, chatter vibration, cutting tool holder, FFT analysis, surface roughness,

ÖNSÖZ

Bir amaca hizmet etmek için tasarlanan sistemler çalışma esnasında titreşime maruz kalırlar. Bazı sistemlerde titreşim istenen bir durum olsa da genellikle titreşim, sistemlere veya proseslere zarar veren bir unsur olmaktadır. Talaşlı imalat proseslerinden olan tornalama işlemlerinde titreşimin istenmeyen bir durum olduğu tecrübe edilmiştir. Titreşim, bu proseslerde yüzey hassasiyetindeki düşüş, takım ömrünün azalması, ortam gürültüsü gibi olmuş etkilerde bulunmanın yanı sıra bazı özel proseslerde tornalama işlemini imkânsız kılmaktadır. Özellikle derin delik içi tornalama işlemlerinde uzun boylu takım ile çalışmak gerektiğinden dolayı titreşim neredeyse kaçınılmaz bir durumdur. Derin delik içi proseslerde titreşim sonucunda kesici takım ucunun kırılması, sistemi çalışamaz hale getirecek yüzey pürüzlülükleri ve çok yüksek ortam gürültüsü gibi noktalar tornalama işleminin yapılamamasını ve bu nedenle titreşimlerin sönümlenmesini bir mecburiyet haline getirmektedir. Bu tez çalışmasında literatürde yapılan titreşim sönümleme metotları incelenmiştir. Bu tez çalışmasıyla endüstride ve akademik çalışmalarda yapılacak olan incelemelerde, tornalama operasyonlarında titreşim sönümleme yöntemlerinin daha iyi değerlendirilmesi amaçlanmış ve bu düşünce ile tez çalışması yürütülmüştür.

Tez çalışmasının her aşamasında bana yol gösteren, tez ve yayın çalışmalarında beni yönlendiren, kendimi geliştirebilmem adına bilgi ve tecrübesiyle beni her durumda destekleyen, zorlandığım süreçlerde beni cesaretlendiren danışmanım Prof. Dr. Mete KALYONCU 'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışmada kullanılan deney numunelerinin test edilmesinde ve analizlerde kullanılan yazılımlarla destek veren ARDEMİR DÖKÜM A.Ş. ve ARC METALURJİ A.Ş. ailesine teşekkür ederim.

En önemlisi, benim için hiçbir fedakârlıktan kaçınmayan maddi ve manevi desteklerini her zaman hissettiğim değerli anneme, babama ve bu süreçte sabırla yanımda olan kıymetli eşime teşekkür ederim.

Selim AYKUT
KONYA-2022

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı.....	1
1.2. Tezin Önemi	3
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	7
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	14
3.1. Deneyde Kullanılacak Gereçler	14
3.1.1. CNC Tornalama Tezgâhı	14
3.1.2. Takım tutucu	15
3.1.3. Kesici uç	16
3.1.4. İşlenecek Malzeme	17
3.1.5. Yüzey Pürüzlülük Ölçüm Cihazı	18
3.1.6. Ortam Gürültüsü Ölçüm Cihazı;.....	18
3.2. Deneyin Yapılış Aşamaları ve Değerlendirme Kriterleri	19
3.3. Kesme Şartlarının Belirlenmesi	20
3.4. Titreşim Söndürücü İlave Edilmemiş Takımın Çalıştırılması	21
3.5. FFT Analizi ile Takım Tutucunun Maruz Kaldığı Frekansın Belirlenmesi	22
3.6. Takımın Maruz Kaldığı Frekansa Göre Titreşim Sönümleyici Tasarımı	24
3.7. Tasarlanan Titreşim Söndürücü Kütle-Yay İkilişinin Takıma Bağlanması.....	25
3.8. Titreşim Söndürücü Kütle-Yay İlaveli Takımın Çalıştırılması	26
4. TORNALAMA İŞLEMİNDE KESİCİ TAKIM TUTUCULARI İÇİN DİNAMİK TİTREŞİM SÖNÜMLEYİCİ TASARIMI	28
4.1. Tornalama İşlemlerinde Kesme Kuvvetleri ve Titreşim.....	28
4.2. Dinamik Titreşim Sönümleyici Tasarımı	30
4.2.1. Tasarlanan Sistemin İncelenmesi ve Eşdeğer Sistemin Belirlenmesi	31
4.2.2. Dinamik Yük Faktörü	32
4.2.3. Sistemin Matematiksel Modelinin İrdelenmesi	36
5. DENEYSEL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME.....	41
5.1. Görsel Muayene	42
5.2. Ses Sinyalleri Grafiklerinin Değerlendirilmesi.....	44
5.3. Gürültü Seviyelerinin Değerlendirilmesi	46
5.4. Frekans Uzaklık Grafiklerinin Değerlendirilmesi.....	47
5.5. Yüzey Pürüzlülüklerinin Değerlendirilmesi	50

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	52
6.1. Sonuçlar	52
6.2. Öneriler	56
KAYNAKLAR	58



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

m	: Kütle (kg)
k	: Yay katsayısı (N/m)
c	: Sönümleme katsayısı (N.s/m)
l	: Uzunluk (m)
F	: Kuvvet (N)
F _x	: X yönünde etkiyen kuvvet (N)
F _y	: Y yönünde etkiyen kuvvet (N)
F _z	: Z yönünde etkiyen kuvvet (N)
E	: Elastisite modülü (N/mm ²)
I	: Milin atalet momenti (kg.m ²)
x	: X yönündeki yer değiştirme (m)
$\dot{x}$	: X yönündeki hız (m/s)
$\ddot{x}$	: X yönündeki ivme (m/s ²)
y	: Y yönündeki yer değiştirme (m)
z	: Z yönündeki yer değiştirme (m)
t	: Zaman (sn)
V _c	: Kesme hızı (m/dak)
D	: Tornalama çapı (mm)
n:	: Devir (dev/dak)
ω	: Doğal frekans (Hz)
r	: Frekans oranı
Ω	: Sisteme etkiyen frekans (Hz)
μ	: Kütle oranı
ζ	: Sönümleme oranı
R _a	: Aritmetik ortalama yüzey pürüzlülük değeri (μm)
R _z	: Maksimum yüzey pürüzlülük derinliği (μm)
a _p	: Talaş derinliği (mm)
HB	: Brinell sertliği

Kısaltmalar

DTS	: Dinamik Titreşim Sönümleyici
DYF	: Dinamik Yük Faktörü
CVD	: Chemical Vapour Deposition
FFT	: Fast Fourier Transform
dB	: Desibel



1. GİRİŞ

Talaşlı imalat metodunda, teknolojinin her dalında olduğu gibi her geçen gün yeni proses ve kesici takım bağlama çeşitleri ihtiyacı duyulmaktadır. Bu yönde yapılan her bir yeni girişimde yeni zorluklar meydana gelmiştir. Delik içi tornalama işlemleri için de derin deliklerde tornalama yapmak için uzun takımlara ihtiyaç duyulmuştur fakat takım boyu uzatıldığında “tırlama titreşimi denilen” vibrasyon meydana gelmiştir. Bu titreşimin absorbe edilmesi için birçok çalışma yapılmış ve iyileştirmeler gözlemlenmiştir.

1.1. Tezin Amacı

Sistem veya makinalarda bileşenlerin çalışması sonucu titreşim meydana gelir. Bu titreşim bazen istenen bir durum olsa da çoğunlukla istenmeyen ve sistem veya makinaların çalışma performanslarını olumsuz yönde etkileyen bir husustur. Bu türlü titreşimlerin engellenmesi çeşitli yollar ile sağlanabilmektedir ve Dinamik Titreşim Sönümleyicilerin kullanımı bu yollardan birisidir.

Doğadaki her cisim "Doğal Titreşim Frekansı" olarak adlandırılan sonsuz sayıda titreşim frekansına ve titreşim şekline sahiptir. Titreşim kaynaklı mühendislik problemlerinin çözümünde bu doğal frekansların hesaplanması ve titreşim şekillerinin bilinmesi temel öneme sahiptir. Basit nesnelerin doğal frekanslarını ve şekillerini analitik olarak hesaplamak mümkündür. Karmaşık şekillerin hesaplanması sayısal iterasyon yöntemleriyle yapılabilmektedir. Sonlu elemanlar yöntemiyle karmaşık yapıların doğal frekansları ve titreşim şekilleri bulunabilir. Titreşim analizi, doğal frekanslar ve zorlanmış titreşim analizi olarak ikiye ayrılabilir. Modal Analiz yapılarak yapıların doğal titreşim frekansları bulunur. Yapıya uygulanan periyodik bir kuvvetin frekansı bu doğal frekansların herhangi birinin yakınındaysa veya eşleşiyorsa, bu frekans uyarılır ve yapı bu doğal frekansta genliğini arttırarak titremeye başlar. Bu durum “rezonans” olarak adlandırılır. Rezonans olayı sonucu, yapı üzerindeki şekil değiştirmeler yapının hasar görmesine, yorulmasına veya çalışmamasına neden olabilir. Rezonans genellikle istenmeyen bir durumdur. Yapılan analizler sonrasında yapı zorlama frekansı ile doğal frekansları çakışmayacak şekilde geliştirilir. Zorlamalı titreşim analizinde, yapının doğal frekanslarının yanı sıra zorlayıcı kuvvetlerin frekansları ve şiddetlerinin de doğru bir şekilde bilinmesi gerekmektedir.

Dinamik Titreşim Sönümleyici, sisteme ilave edilen bir kütle-yay ikilisinden oluşmaktadır. Bu kütle-yay özelliklerinin öyle seçilmesi gerekir ki zorlanmış titreşime maruz kalan sistemde, zorlanmış titreşimin frekans ve yükünün tersi oranda çalışmak suretiyle sistemde oluşan titreşimi absorbe etmesi beklenir.

Örneğin bir takım tezgahında tornalama operasyonu yapılırken iş parçasının dönmesi ve kesici takıma gelen yükler dolayısıyla kesici takımda vibrasyon oluşur. Kısa boylu takımlarda bu vibrasyon önemsenmeyebilir fakat kritik 3D boyu dediğimiz takım boyunun çapının 3 katından daha fazla olduğu durumlarda titreşim önemsenmesi ve engellenmesi gereken boyutlara ulaşır. Buradaki titreşim, kesici takım ömrünün kısalması, gürültü ve/veya iş parçası hassasiyetinin düşmesi gibi sonuçlara yol açar. Bazı durumlarda kesici takımın ömrünün kısalması veya gürültü kabul edilebilir sonuçlar olsa da çoğu zaman iş parçasındaki hassasiyet kaybı veya iş parçasının işlenememesi sonucu operasyonu imkânsız kılabilir.

Burada başvurulacak olan yöntem dinamik titreşim sönümleyici entegre edilmiş kesici takımların kullanılmasıdır. Bu takımlar sayesinde işleme sırasında oluşan vibrasyonlar minimize edilerek operasyon konforlu, ekonomik ve hassas bir şekilde tamamlanır.

Bu çalışmada, tornalama işleminde kullanılan bir kesici takım tutucu üzerine dinamik titreşim sönümleyici tasarımı yapılması hedeflenmektedir. Kesici takım ankastre giriş gibi düşünülerek, kesme işlemi sonucu kesici takıma gelen kuvvetlerin etkisiyle oluşan titreşimin frekans ve yükü hesaplanarak sisteme entegre edilmesi gereken kütle-yay ikilisinin özellikleri belirlenecektir. Bu çalışmada özelliklerin belirlenmesinde izlenen yöntemin doğruluğunun kontrolü literatürdeki diğer çalışmalarla karşılaştırılarak yapılacaktır. Bu çalışmanın sonunda sistemin Dinamik Titreşim Sönümleyici entegre edildikten önce ve sonraki veriler karşılaştırmalı olarak değerlendirilecektir.

Bu çalışmanın temel amacı, elde edilen veriler yardımıyla boy-çap oranı yüksek kesici takımlarda uygun dinamik titreşim sönümleyici tasarımı ile kesici takımdaki titreşimin önüne geçilmesi ve/veya minimize edilmesidir. Talaşlı imalat yönteminde çok karşılaşılan ve çözümü zor bu sorunun irdelenmesi ve çözülmesi amaçlanmaktadır.

Bu çalışmanın diğer bir amacı, dinamik titreşim sönümleyici entegre edilmiş sistemin kinematik denklemleri ve matematiksel modeli elde edilerek, çalışmada

kullanılan kesici takımdan daha farklı özellikteki takımlara da uygulanabilmesi olacaktır. Böylece başka bir takım seçildiğinde, takımın maruz kaldığı titreşimin saptanmasından sonra, ki bu değerlerin elde edilmesi de yine çalışmada incelenecektir, yeni bir kesici takım özelliklerine göre teorik olarak hesaplanan dinamik titreşim söndürücü sisteme belirlenen şekilde adapte edilerek uygulama alanının farklı takımlar için de geçerli olması amaçlanmaktadır.

Elde edilen bu kinematik denklemler ve matematiksel model yardımıyla herhangi bir kesici takım için, en baştan bütün adımların uygulanması yerine, hazır olan matematiksel modelden parametreler alınarak, sonlu elemanlar yönteminde doğrulanması neticesinde, herhangi bir iş gücü ve materyal kaybı olmaksızın söndürücünün tasarımına olanak sağlanacaktır.

1.2. Tezin Önemi

Dinamik Titreşim Sönümleyiciler hayatın birçok yerinde kullanılmakta olup titreşim kaynaklı sorunlar için mühendislik hesaplamalarına dayalı çözümler sunmaktadır. Deprem veya rüzgâr gibi doğal dış etkilerden etkilenen gökdelenlerin sallanmasının engellenmesi, bir Parkinson hastasının yemek yerken elindeki kaşıқта oluşan titreşimin sönümlenmesi, araç ile seyahat ederken yoldaki bozuklukların etkisiyle oluşan konforsuz seyahatin iyileştirilmesi, titreşime maruz kalan bir makinanın parçalarının ömrünü olumsuz etkileyen titreşimlerin absorbe edilmesi, bu konunun önemi ve gerekliliği için sadece birkaç küçük örnek olacaktır.

Dinamik titreşim sönümleyici sisteme ilave edilen bir kütle ve bir yay sistemidir. Ana sistemin hareketini kendi üzerine alarak, ana sistemin minimum genlikte salınım yapması sağlanır. Dinamik Titreşim Sönümleyici sistemi oluşturan kütle ve yayın salınım genlikleri yüksek olabilir fakat ana sistemin salınım genliğinin düşük olması dolayısıyla buradaki salınım göz ardı edilebilir.

Dinamik titreşim sönümleyiciler günümüzde birçok yapıda kullanılan sistemlerdir ve ana sistemdeki titreşimi kendi üzerine alarak ana sistemin titreşiminin minimum olmasını sağlarlar. Gökdelenler, araç süspansiyon sistemleri, depreme dayanıklı yapılar gibi birçok alanda uygulamaları mevcut olup titreşim sönümleme işleminde başvurulan yaygın bir sistemdir.



Şekil 1.1: Taipei Tower da kullanılan dinamik titreşim sönümleyici sistemi

Dinamik titreşim sönümleyici sistemlerine en güzel örneklerden birisi Taipei Tower da kullanılan dinamik titreşim sönümleme sistemidir (Şekil 1.1). Burada Taipei Tower yapısı çok yüksek olduğundan, çevresel etkenlerden dolayı büyük genlikte vibrasyonlar meydana gelmektedir. Yapının en üst kısmına yerleştirilen sistemde büyük küre sarkaç prensibine dayandığı için yer çekiminin etkisiyle de temelde bir kütle yay ikili sistemini uygular. Taipei Tower (ana sistem)'da oluşması öngörülen salınım, büyük sarkaç küre (titreşim sönümleyici sistem) tarafından üzerine alınır. Büyük sarkaç küre salınım yaparken Taipei Tower neredeyse hareketsiz kalmaya devam eder.

Bir ürünün tasarlanmasındaki ilk hedeflerden birisi üretilbilir olmasıdır. Üretimi yapılamayan bir tasarım, çizim veya hesap taslağından öteye geçemeyecektir. Talaşlı imalat global ölçekli olarak yaygın bir biçimde kullanılan bir üretim yöntemidir. Özellikle hassas makine ekipmanlarının nihai üretim aşamasında hemen hemen ilk başvuru yöntemlerinden birisi olması nedeniyle üretimdeki payı çok yüksektir. Tabii olarak bu üretim yönteminde de karşılaşılan sorunlar mevcuttur. Bu sorunların bilim ve teknolojinin de yardımıyla ortadan kaldırılması üretim desteğini güçlendirecek ve tasarlanan sistemlerin hayata geçmesinde bir adım daha yol alınmış olacaktır.

Talaşlı imalatta genellikle sert metaller ve elmas uçlu sistemler kullanılmaktadır. Takım tutucular birçok form ve malzemeden yapılarak işin gerekliliğine göre seçimler yapılabilmektedir. Takım tutucularında kullanılan malzemeler takım ömrü, yüzey kalitesi ve ölçüsel doğruluk için geniş bir aralıkta kullanılmaktadır. Talaşlı imalat sırasında özellikle derin delik veya delik içi tornalama işlemlerinde çoğunlukla Boy/Çap oranı olarak adlandırılan oran yüksek çıkmakta olup güvenli işleme yapılabilir 3D (boyun 3 katı takım uzunluğu)'nin üzerine çıkılabilmektedir. Bu durumlarda takım vibrasyonu oluşur ve sönümlenmesi zorunluluk haline gelen bir durum olarak karşımıza çıkmaktadır.

Talaşlı imalatta, özellikle derin delik içi tornalama işlemlerinde oluşan titreşim, “tırlama titreşimi” olarak adlandırılır. Burada oluşan titreşim; ölçü hassasiyeti kaybı, yüzey kalitesindeki kötü sonuçlar, düşük takım ömrü ve yüksek gürültü kirliliğine yol açmaktadır. Buradaki tırlama titreşiminin sönümlenmesi, talaşlı imalat yoluyla elde edilen parçanın maliyet, kalite ve üretim esnasındaki konfor unsurlarının iyileştirilmesi anlamına gelmektedir.

Bu alandaki çalışmalarda özel sektör firmaları önemli çalışmalar yapmışlardır. 8D-10D boy/çap oranında sorunsuz işleme sonuçları elde edilen takımlarda karbür takviyeli gövde tipi geliştirmesi ile 14D boy/çap oranında da yine olağanüstü sonuçlar elde edilip ürünlerin ticarileştirilmesi başarıya ulaşmıştır. Bu konuda yapılan çalışmalar neticesinde boy-çap oranı yüksek takımların çalışma kabiliyetinin artırılması sonucu hem parça üretim metodlarında bir yenilik yapılmış olması dolayısıyla talaşlı imalat proseslerindeki büyük bir sorun minimize edilmiş olup hem de ticari anlamda büyük kazançlar elde edilmiştir.

Örnek vermek gerekirse, SANDVIK COROMANT firması dinamik titreşim önleyici sistemini kesici takım tutucularına entegre ederek yüksek boy/çap oranlarında

işleme kabiliyetini elde etmiştir. Takım tutucusunun içinde bulunan kütle-yay-sönümleyici elemanlarının oluşturduğu titreşim sönümleme mekanizmasının (Şekil 1.2) imalat sırasında titreşimi absorbe etmesi ile talaşlı imalatla karşı karşıya kalınan büyük bir sorun olan yüksek boy/çap oranının yüksek olduğu operasyonlardaki işleme zorluklarına çözüm olmuştur.



Şekil 1.2: Sandvik firmasının anti-vibrasyon takım tasarımı

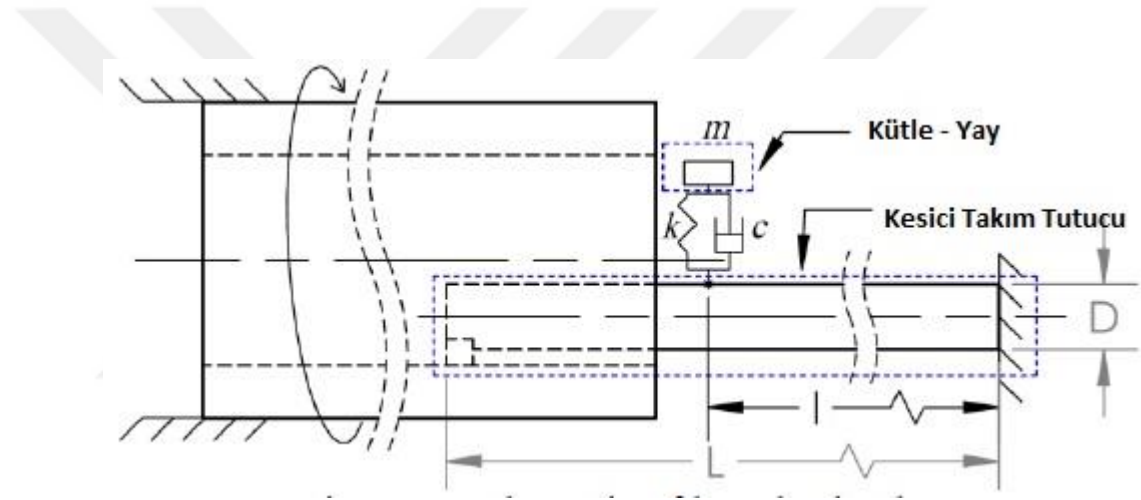
Yine bu alanda diğer büyük kesici takım üreticileri arasında bulunan SECO, ISCAR, MAQ, WALTER gibi firmalar bu alanda çalışmalar yaparak ürünlerini piyasaya sürmüşlerdir. Yerli firmalar arasında AKKO Kesici Takımlar başta olmak üzere bazı firmalar anti-vibrasyon takımlar üzerinde çalışmalarını sürdürmektedir.

Talaşlı imalatla karşılaşılan en büyük sorunlardan birisi olan tırlama titreşiminin önlenmesinde yapılan çalışmalar yurtdışında önemli bir noktaya gelmiş olup ülkemizde de bu çalışmalar sürdürülmektedir. Bu konuda teorik ve pratik olarak yapılacak olan bu tez çalışmasının yapılan yurtiçindeki diğer çalışmalara katkı sunması hedeflenmektedir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Banaz M., 2018 yılında yayımlanan yüksek lisans tezinde anti-vibrasyon takımla yapılan delik içi tornalama işleminde tırlama titreşiminin nedenleri, sonuçları ve kontrolü hakkında incelemeler yapılmıştır. Sonuçta elde edilen yüzey pürüzlülük değerleri üzerinden değerlendirmeler yapılmıştır.

Bansal A. ve Law M., 2018 yılında yaptıkları çalışmada tırlama titreşimini söndürmek için delik içi tornalama takımlarına söndürücü ilave edilmesini incelemişlerdir (Şekil 2.1). Burada makine stabilizasyon modeli, söndürücünün bağlama özellikleri, hassasiyet analizleri ve bunların sonucunda uygun bulunan söndürücü sistemin özellikleri belirlenmiştir.



Şekil 2.1: Titreşim söndürücülü takım tasarımı (Bansal A. ve ark., 2018)

Chockalingam S. ve arkadaşları, 2019 yılında yaptıkları çalışmada tornalama takımını bir ankastre giriş gibi düşünerek FEA (sonlu elemanlar yöntemi) ile titreşim kontrolü ve stabilite analizleri sonuçlarını incelemişlerdir. Çalışmada uygun bir sönümlleme elemanı takıma adapte edilmiş olup, değişen işleme parametreleri süresince (kesme hızı, talaş derinliği, ilerleme vb.) sıcaklığın ölçülmesi için kullanılmıştır. Bakır ve çinko sönümleyiciler kullanılarak yapılan deneylerin sonuçları incelenmiştir.

Chuangwen X. ve arkadaşları 2018 yılında yayımlanan çalışmasında kesme parametrelerinin, takım aşınmasının, kesme kuvvetinin ve titreşimin birbiri üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Çalışmada çeşitli kesme parametreleri ile yapılan deney sonucunda elde edilen veriler incelenmiştir.

Daghini L., 2008 yılında İşleme sırasında oluşan titreşimlerin pasif kontrolü hakkında incelemelerde bulunmuştur. Bu çalışmada aktif-pasif titreşim söndürme, talaşlı imalat sırasında kullanılan tornalama işlemi ve parametrelerinin incelenmesi, takım-tezgâh ve taretin modal analizlerinin incelenmesi yapılmıştır.

Günay M., 2003 yılında yayımlanan yüksek lisans tezinde, kesici takım talaş açısının kesme kuvvetlerine etkisini incelemiştir. Burada kesme kuvvetlerinin tanımlanması, hesaplanması ve kesme kuvvetlerinin ölçülmesi üzerinde durularak talaş açısının kesme kuvvetleri üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Güngör O., 2011 yılında yayımlanan yüksek lisans tezinde kesici takım titreşimlerinin gerçek zamanlı izlenmesini incelemiştir. Bu çalışmada kesici takım titreşimlerinin gerçek zamanlı izlenmesi için gerekli olan materyal ve yöntem tanımlanarak veriler değerlendirmeye tabi tutulmuştur.

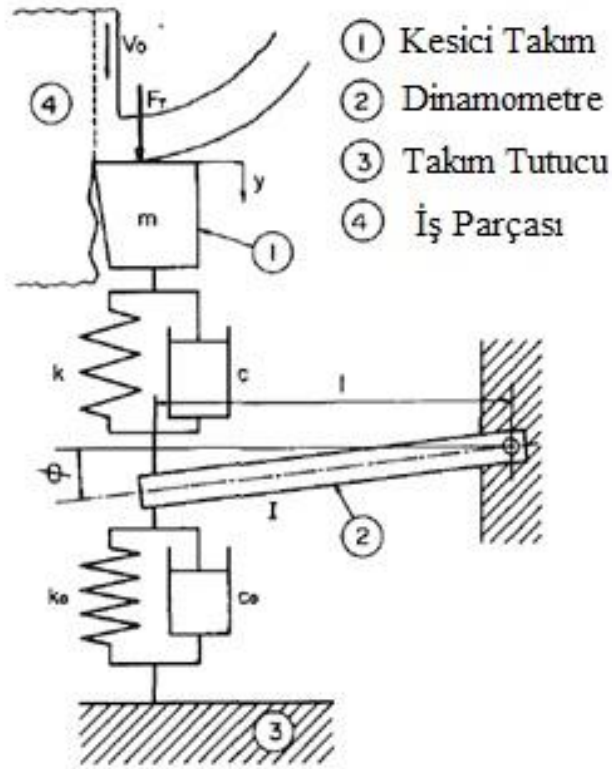
Ikłodi Z., Astarloa A. ve Dombovari Z., 2019 yılında yayımlanan çalışmasında nonlineer kuvvetle çalışan bir sönümleyici entegre edilmiş tornalama takımı üzerinde incelemelerde bulunmuşlardır. Çalışmada ayarlı kütle sönümleyici adapte edilmiş takımın matematiksel modellenmesi yapılmış olup simülasyonlar sonucu elde edilen sonuçlar irdelenmiştir.

Kashyzadeh K. R. ve Ghorabi M. J. O. A., 2012 yılında yaptığı çalışmada tornalama işlemlerinde titreşimin analizini irdelenmişlerdir. Çalışmada titreşimin nedenleri incelendikten sonra titreşimin modellenmesi yapılmıştır. Daha sonra titreşimin kontrolünün teknikleri ve titreşimin sönümlenmesi için kesme parametrelerine yapılması gereken müdahaleler irdelenmiştir.

Kazancı M. V., 2013 yılında yaptığı tez çalışmasında ankastre kirişin aktif titreşim kontrolü konusunu incelemiştir. Bu çalışmada yapıların hareket denklemleri, aktif titreşim kontrolünün temelleri ve modal analizler incelenmiştir.

Li L. ve arkadaşları, 2019 yılında yayımlanan çalışmasında, değişken sertlikli dinamik titreşim söndürücülü bir tornalama takımının titreşim karakteristiklerini analiz etmişlerdir. Bu çalışmada tornalama takımlarının dinamik modellenmesi, tornalama takımının titreşim karakteristiği ve dinamik titreşim söndürücünün sertliği incelenmiştir. Tornalama deneylerinde elde edilen sonuçlar irdelenmiştir.

Marui ve arkadaşları, 1983 yılında yayımlanan çalışmada tornalama işlemleri için tirlama titreşiminin genel karakteristiği (Şekil 2.2) üzerine çalışmışlardır.



Şekil 2.2: Tırlama titreşiminin matematiksel modeli (Marui ve ark., 1983)

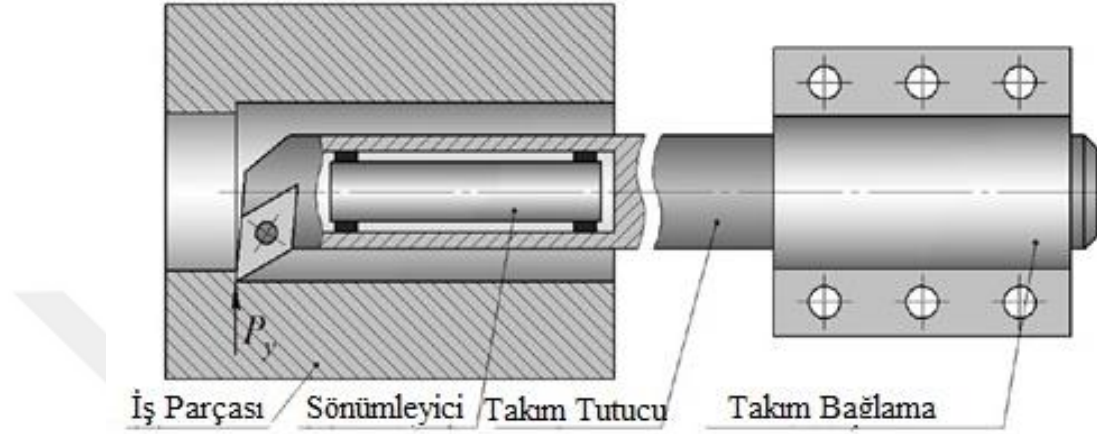
Çalışmada titreşimin karakteristiğinin belirlenmesi için takımın düşeydeki deplasmanı ve yükü gelişigüzel olarak ölçülmüş ve sonuçlar irdelenmiştir.

Östling D. ve arkadaşları 2018 yılında yayımlanan çalışmasında tornalama takımının kesme işlemi sırasında kesme kuvveti ve titreşiminin izlenmesini incelemişlerdir. Çalışmada, işleme esnasında titreşim ve kuvvetlerin ölçümünün yapılabilmesi için içerisine çeşitli sensör ve elektronik akşamların yerleştirildiği tornalama takımı incelenmiş olup sonuçlar irdelenmiştir.

Östling D. ve Magnevall M., 2019 yılında tornalama işleminde kullanılacak olan titreşim söndürücülü bir torna takımı için dinamik modelleme yapmışlardır. Burada takımın birinci eğilme modundaki frekansına bağlı kalınarak basit iki serbestlik dereceli bir sistem tasarlanarak incelenmiştir.

Petterson L., 2002 yılındaki çalışmasında Metal işleme sırasında oluşan titreşimleri incelemiştir. Bu çalışmanın ilk bölümünde bir kesici takımın titreşim analizi yapılmıştır. İkinci bölümünde ise CNC Torna tezgahında kullanılan kesici torna katerinde uygulanan takım tutucusuna gömülü piezo seramik aktivatörler yardımı ile aktif titreşim kontrolü incelenmiştir.

Sentyakov K. ve arkadaşları 2020 yılında yayımlanan çalışmasında titreşim söndürücülü tornalama takımının modellenmesini (Şekil 2.3) incelemiştir. Çalışmada sistemin matematiksel modeli oluşturulup sonuçlar irdelenmiştir.



Şekil 2.3: Titreşim söndürücülü takım tasarımı (Sentyakov K. ve ark., 2020)

Siddhpura M. ve Paurobally R., 2012 yılında yayımlanan çalışmasında tornalama işleminde tırlama titreşimini incelemiştir. Burada tırlama titreşimi esnasında tornalama dinamikleri, titreşim kararlılığı için analitik ve pratik teknikler ve titreşimin azaltılması için kontrol teknikleri incelenmiştir. Burada takım aşınması ve titreşimin birbiri ile ilişkisi üzerine yorumlamalarda bulunulmuştur.

Sörby K., 2016 yılında yayımlanan çalışmasında, uzun boylu takımlarda titreşim söndürücünün geliştirilmesi ve optimizasyonunu incelemiştir. Burada kesici takımın maruz kaldığı titreşimler sınıflandırılarak, söndürücü kütle-yay ikilisinin optimizasyon çalışması yapılmıştır. Daha sonra kesici takımlardaki titreşim söndürücünün tasarımlar gelişimleri hakkında bilgiler verilmiştir.

Sörby K. ve Östling D., 2018 yılında titreşim söndürücülü takım ile hassas tornalama işlemini incelemiştir. Burada SANDVIK firmasının SILENT TOOL takımı (şekil 2.4) incelenmiştir. Üç pasolu bir işleme metodu kullanılan uygulamada, matematiksel modeller incelenmiş olup işleme sırasındaki sapmalar gerinim ölçerler (strain gages) yardımı ile belirlenip irdelenmiştir.



Şekil 2.4: Sandvik – Silent Tool (anti-vibrasyon baralama takımı)

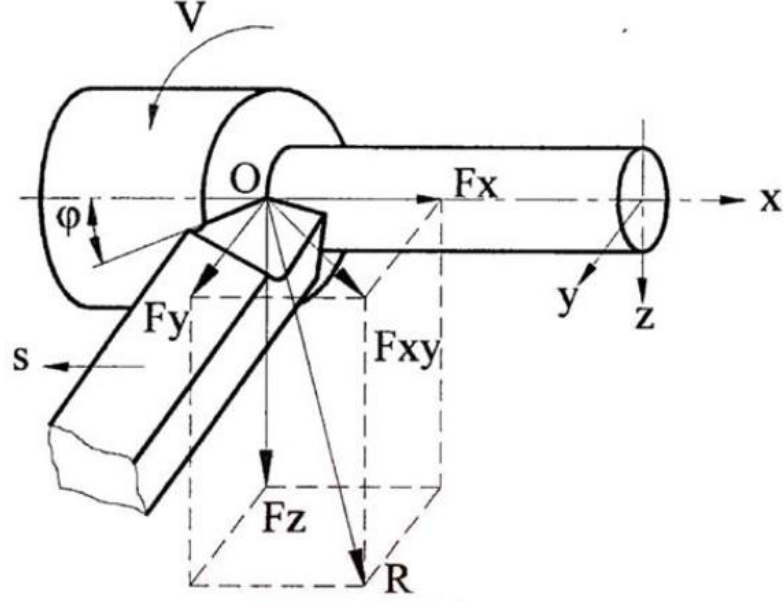
Sortino M., Totis G. ve Prosperi F., 2012 yılında yayımlanan yayınında yüksek sönümlemeli konvansiyonel tornalama takımlarının dinamik özelliklerini modelleyen bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada iç çap baralama sisteminde, yenilikçi hibrit dinamik model sunulmuştur. Çalışmada kullanılan takım modeli, fiziksel ve geometrik temelli varsayımlar üzerine geçmiş tecrübelerden faydalanılarak tasarlanılmış değişik geometrilerde ve malzemelerden türetilmiştir. Tasarımın modal parametreleri ve deneysel sonuçların örtüştüğü tespit edilmiştir.

Tekaüt İ., 2008 yılında yayımlanan yüksek lisans tezinde, kesici takım titreşiminin yüzey pürüzlülüğüne etkisini incelemiştir. Burada titreşimlerin sınıflandırılması, ölçülmesi, yüzey pürüzlülüklerinin tanımlanması gibi konular ele alınmıştır. Titreşim – kuvvet – yüzey pürüzlülük cihazları tanımlanarak sonuçlar incelenmiştir.

Türkeş E. ve arkadaşları, 2011 yılında yaptığı çalışmada, düşük kesme hızındaki tornalama işlemlerinde yeni bir süreç sönümleme modeli (Process Damping Model) ve süreç sönümleme oranı (Process Damping Ratio) üzerine incelemeler yapılmıştır. Bu çalışmada kompleks iki serbestlik dereceli bir tornalama işlemi göz önüne alınmıştır.

Umbert S. M., Lisans tamamlama tezinde Tornalama operasyonlarındaki kesme kuvvetlerini incelemiştir. Burada metal işleme teorisi ayrıntılı bir şekilde incelenmiş olup belirlenmiş bir tornalama işlemi için kesme kuvvetlerinin analizi yapılmıştır. Tezin sonunda SANDVIK firmasının patentli SILENT TOOL uygulaması incelenmiştir.

Zeqiri F., 2018 yılında yayımlanan doktora tezinde kesme kuvvetlerinin kesici takım aşınması ve yüzey pürüzlülüğüne etkisini incelemiştir. Tornalamada kesici takımlara gelen yükler (Şekil 2.7), bunların modellenmesi ve sınıflandırılması yapılarak toplam kuvvet irdelenmiştir.



Şekil 2.7: Tornalama işleminde kesici takıma gelen yükler (Zeqiri F., 2018)

Zdraveski F. ve Donceva E., 2016 yılında bir dinamik titreşim söndürücünün matematiksel modellemesini incelemiştir. Burada tek serbestlik dereceli bir sistem önce titreşim söndürücüsüz, daha sonra ise titreşim söndürücülü olarak matematiksel modeli çıkartılarak SIMULINK uygulamasında sonuçlar irdelenmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Tornalama işlemi, iş parçasının belirli bir devirde dönerken kesici takımın sabit olduğu talaş kaldırma tekniğidir. Bu metotta iş parçasından daha sert kesici takımlar kullanılarak parçanın yüzeyinden talaş kaldırılır ve talaşlı imalatın, frezeleme ile birlikte, en çok kullanılan yöntemlerinden birisidir. Bu yöntem ile bir malzemenin dış çapı, iç çapı ve yüzeyleri istenen formda ölçüye getirilebilir ek olarak dış çekme, kanal açma gibi operasyonların da yapılması mümkündür. Tornalamada en önemli husus, parçanın dönel bir parça olması gerekir çünkü iş parçası kendi etrafında dönerken talaş kaldırma işlemi yapılır ve oluşacak form her zaman silindirik bir yapı oluşturacaktır. Daha önce bahsedildiği gibi belirli bir boyun üzerinde bağlanan takımlarda tırlama titreşimi oluşmaktadır. Güvenli boy olan 3 boyun üzerindeki her bağlama uzunluğu tornalama işlemi için çok büyük bir olasılıkla tırlama titreşimi oluşturacaktır.

Bu çalışmada 6 boy bağlanmış bir delik içi tornalama takımında oluşan tırlama titreşiminin bir titreşim söndürücü kütle-yay sistemi yardımı ile sönümlenmesi çalışması yapılacaktır. Bu çalışmada tırlama yapan bir takıma ilave edilecek olan kütle-yay ikilisinin özellikleri matematiksel yöntemlerle belirlenecek ve daha sonra deneysel olarak bu işlemin talaşlı imalat sırasında fayda sağlayıp sağlamadığı gözlemlenecektir.

3.1. Deneyde Kullanılacak Gereçler

3.1.1. CNC Tornalama Tezgâhı

Deneyde kullanılacak olan tezgâh CNC tornalama tezgâhı olarak adlandırılır. Bu tezgahlar yapılan işlemler bilgisayar kontrollü olarak otomatik olarak gerçekleşir. X eksenini çapta ilerlemeyi Z eksenini ise boyda ilerlemeyi temsil eder. Tezgâha Devir (n), ilerleme (f) gibi parametreler girilerek belirtilen kesme şartlarında talaş kaldırılması sağlanır. Tezgâh Accuway markasının UT-300L modeli olup 12 inç ayna bağlıdır. Maksimum 500 mm çapa kadar işleme yapılabilir ve iş parçasını maksimum 2500 dev/dak döndürme yeteneğine sahiptir.



Şekil 3.1: CNC Torna tezgâhı

3.1.2. Takım tutucu



Şekil 3.2: Takım tutucu

Takım tutucular kesici uçların bağlandığı araçlardır. Uç kısımlarına kesme işlemini yapacak olan kesici takım bağlanır ve bununla kesme işlemi yapılır. Bütün takımın kesici takım malzemesinden yapılması gereksiz bir masraf olacağından genelde daha ucuz ve imalatı kolay malzemelerden yapılırlar. Genellikle 4140 Islah çeliği, karbür, alüminyum gibi malzemelerden imal edilen bu takımlar özellikle delik içi tornalama için genellikle silindirik formda tercih edilirler.

Bu deneyde kullanılacak takım tutucunun çapı 25mm olup boyu 250 mm'dir. Fakat bağlama 6 boy olacak şekilde 150mm olarak bağlanacaktır. Malzemesi 4140 Islah çeliğidir. Takım tutucunun iç kısmında boşluk oluşması ve titreşim söndürücünün ilave edilebilmesi için ucundan kesilmiş ve içi boşaltılmıştır. Daha sonra uç kısmına kartuş denilen kesici takımın bağlanabilmesi için bir ek adapte edilmiştir.

3.1.3. Kesici uç



Şekil 3.3: Kesici Uç

Kesici uçlar talaş kaldırma görevini gören esas bileşenlerdir. Genellikle elmas olan bu uçların sertliği çok yüksek olup hemen hemen her malzemedenden daha yüksek sertliğe sahip oldukları için birçok malzemedeki ilk başvurulacak kesici uç tipidir. Çeşitli formlara sahip bu kesici uçlar üçgen, paralelkenar, altıgen gibi şekillerde bulunabilir. Üzerinde sahip olduğu kesme açıları ve kendi sertliği sayesinde malzemelerden talaş kaldırabilirler. Bu elmas kesici uçlarda ayrıca kaplama teknolojisi kullanılmakta olup işlenecek malzemeye ve kesme şartlarına göre kaplama tercihleri değişkenlik gösterebilir. Talaş kırıcılı veya düz formu çeşitleri malzemenin yapısına göre bir diğer tercih sebebidir.

Bu deneyde kullanılacak olan ürün CCMT 09T308 formuna sahip elmas uçtur. Bu kesici ucun uç radyüsü 0.8 mm olup kesme kenar uzunluğu 9mm'dir. CVD kaplama teknolojisi ile kaplama yapılmış bu kesici ucun ideal kesme şartları V_c : 100~200 m/dak, f : 0.05 ~ 0.30 mm/dev olarak belirtilmiştir.

3.1.4. İşlenecek Malzeme

Daha önce belirtildiği gibi tornalama işleminde genelde silindirik parçalar tercih edilmektedir çünkü işlem tipi buna uygundur. Bu proste plastik mamullerden titanyum alaşımlarına kadar çok geniş bir yelpazede işlem yapmak mümkündür. Malzemeye göre kesme şartları ve kesici uç belirlendikten sonra istenen ölçü ve ebatlarda kesme işlemi uygulanabilir.

Deney sırasında 6013 serisi 130 HB sertliğe sahip ısıl işlem görmüş alüminyum malzeme işlenecektir. Ergime noktası yaklaşık 580 °C olarak verilmiştir. Dış çap 70 mm, boyu 30 mm olup iç çap 40 mm olan ham malzemenin iç çapı 45 mm'ye işlenecektir.



Şekil 3.4: Numune malzeme

3.1.5. Yüzey Pürüzlülük Ölçüm Cihazı



Şekil 3.5: Yüzey pürüzlülük ölçüm cihazı

Yüzey pürüzlülüğü kesici takımın talaş kaldırma esnasında ortaya çıkan izlerin yükseklikteki maksimum farkını ifade eder. Bir malzemenin yüzey pürüzlülüğü ne kadar iyiye genellikle işlevselliği de o kadar yükselir fakat yüzey pürüzlülüğünün yüksek olmasının istendiği uygulama alanları da olduğu için en iyi yüzey pürüzlülüğü en iyi malzeme tanımı doğru bir tanım olmaz. İmal edilecek malzemenin üstleneceği göreve göre belirlenen yüzey pürüzlülüğünde malzeme işlenmesi en uygun yol olacaktır. Yüzey pürüzlülüğü Ra, Rz, gibi parametrelerle ifade edilir.

Örnek numunemizde istenen yüzey pürüzlülüğü mümkün olan en düşük seviyede olacaktır. Fakat tırlama titreşimi yüzey pürüzlülüğünü arttıracak için tırlama titreşiminin ortadan kaldırılması veya asgari düzeye indirilmesi gerekmektedir.

Bu deneyde kullanılacak olan yüzey pürüzlülük cihazı Insize markasının ISR-16 modeli olacaktır. Sonuçlar Ra değeri olarak elde edildikten sonra karşılaştırmalı olarak irdelenecektir.

3.1.6. Ortam Gürültüsü Ölçüm Cihazı;

Talaşlı imalat yapılırken tırlama titreşimi aynı zamanda büyük gürültü kirliliğine yol açar. Konsantrasyon kaybı, işitme zorluğu ve meslek hastalıklarına sebep olan bu gürültü kirliliğinin de yine yok edilmesi tırlama titreşiminin ortadan kaldırılmasına bağlıdır.

Bu çalışmada CEM – DT8852 marka ve modelli ortam gürültüsü ölçüm cihazı kullanılacaktır. Cihaz 30 ~ 130 dB arası ölçüm yapabilir, maksimum ve minimum dB değerlerini kayıt etmektedir.



Şekil 3.6: Ortam Gürültüsü ölçüm cihazı

3.2. Deneyin Yapılış Aşamaları ve Değerlendirme Kriterleri

Deneyde titreşim söndürücü kütle-yay takılmış ve titreşim söndürücü kütle-yay takılmamış takım kullanılarak sonuçlar irdelenecektir. Her bir proses için dört farklı devirde (n:600 dev/dak, n:800 dev/dak, n:1000 dev/dak, n:1200 dev/dak) tornalama işlemi uygulanacaktır. Her dört proses için kesme derinliği ap: 0.5 mm ve ilerleme f: 0.05 mm/dev olup susuz tornalama işlemi uygulanacaktır. Deney esnasında ses kayıtları alınacak ve ortam gürültüsü ölçülecektir. En son aşamada gözle muayene ve yüzey pürüzlülüğü ölçülecektir.

Deneyin temel aşamaları aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- Kesici uç ve malzemeye göre ideal kesme şartlarının belirlenmesi
- 6 Boy bağlanmış takımın titreşim söndürücüsüz ilk deneme kesme işleminin yapılması
- İlk deneme kesmesinin yapılması esnasında ses kaydının alınması, gürültü sonuçlarının kaydedilmesi ve maruz kalınan frekansın bulunması
- Belirlenen frekansa uygun titreşim söndürücü kütle-yay ikilisinin tasarımı ve matematiksel hesaplamalarının yapılması
- Titreşim söndürücü kütle-yay elamanının kesici takıma adapte edilmesi
- Titreşim söndürücü kütle-yay ilave edilmiş kesici takımın ikinci deneme kesme işleminin yapılması, ses kayıtlarının alınması ve gürültü sonuçlarının kaydedilmesi
- Elde edilen numunelerin yüzey pürüzlülüklerinin önce görsel daha sonra Yüzey Pürüzlülüğü ölçüm cihazı ile ölçülerek sonuçların rapor edilmesi
- Gürültü ve yüzey pürüzlülüğü olarak elde edilen verilerin karşılaştırmalı olarak irdelenmesi

Deney bittikten sonra gürültü, yüzey pürüzlülüğü, ses sinyalleri grafikleri ve frekans uzayı grafikleri kriterleri üzerinden değerlendirme yapılacaktır. Bu kriterler üzerinde iyileşme görülüp görülmediği not edilerek raporlanacaktır.

3.3. Kesme Şartlarının Belirlenmesi

Bu deneyde kullanılan elmas kesici uçta 100 ~ 200 arası kesme hızı (V_c) kullanılması tavsiye edilmiştir. Bu deneyde ortalama 150 m/dak kesme hızı kullanılacaktır. Daha önce verilen aşağıdaki formül hesaplandığında;

$$V_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \quad (3.1)$$

n: kesme devri, 45 mm işleme çapı için yaklaşık 1000 dev/dak hesaplanmıştır.

f: ilerleme ise kesici uç üreticisinin tavsiye ettiği değerler neticesinde finiş pasolar için 0,05 mm/dev olarak alınmıştır.

Bu deneyde f: ilerleme sabit tutulacak fakat kesme hızları

Vc: 80 m/dak, n: 600 dev/dak,

Vc: 115 m/dak, n:800 dev/dak,

Vc: 150 m/dak n:1000 dev/dak

Vc: 170 m/dak n:1200 dev/dak

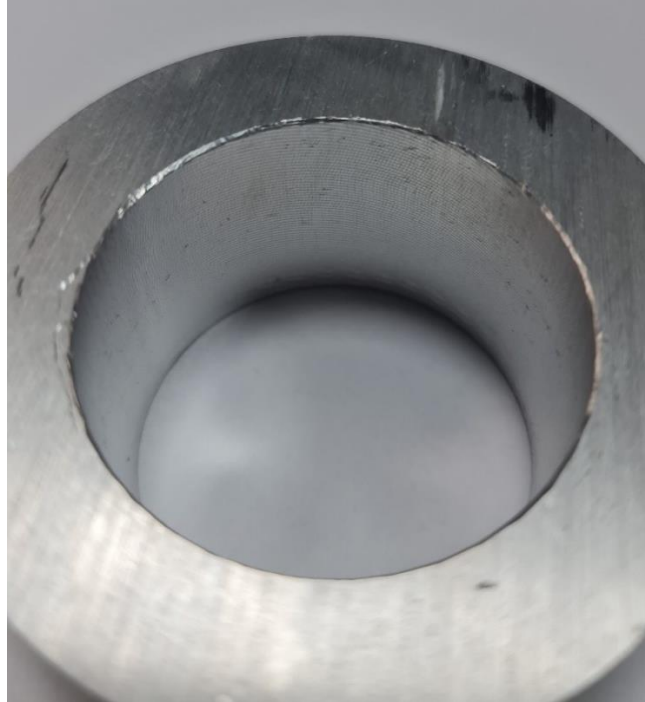
olmak üzere dört farklı kesme şartı belirlenmiştir.

Her bir kesme şartı için 30 mm uzunluğunda parçadan 0.5 mm talaş kaldırılacaktır.

3.4. Titreşim Söndürücü İlave Edilmemiş Takımın Çalıştırılması

Titreşim söndürücü ilave edilmemiş takım tutucu ile ilk talaş kaldırma işlemi yapılmıştır. Bu esnada FFT analizi ile takımın maruz kaldığı titreşim frekansının belirlenmesi için ses kaydı yapılmış olup aynı zamanda gürültü ölçümleri yapılmıştır.

Şekil 3.7 'de görülen numune fotoğrafından görsel kontroller yapılmış olup yüzey pürüzlülükleri ölçülmüştür. Deneme n: 1000 dev/dak kesme şartı ile gerçekleştirilmiştir. Yüzeydeki tırlama titreşiminin neden olduğu şekil bozuklukları görülebilmektedir. Bu şekilde meydana gelen bir yüzey kalitesi ile numunenin, hassas parçalarda istenen performansı sağlaması ve istenen ölçünün yakalanabilmesi mümkün değildir.

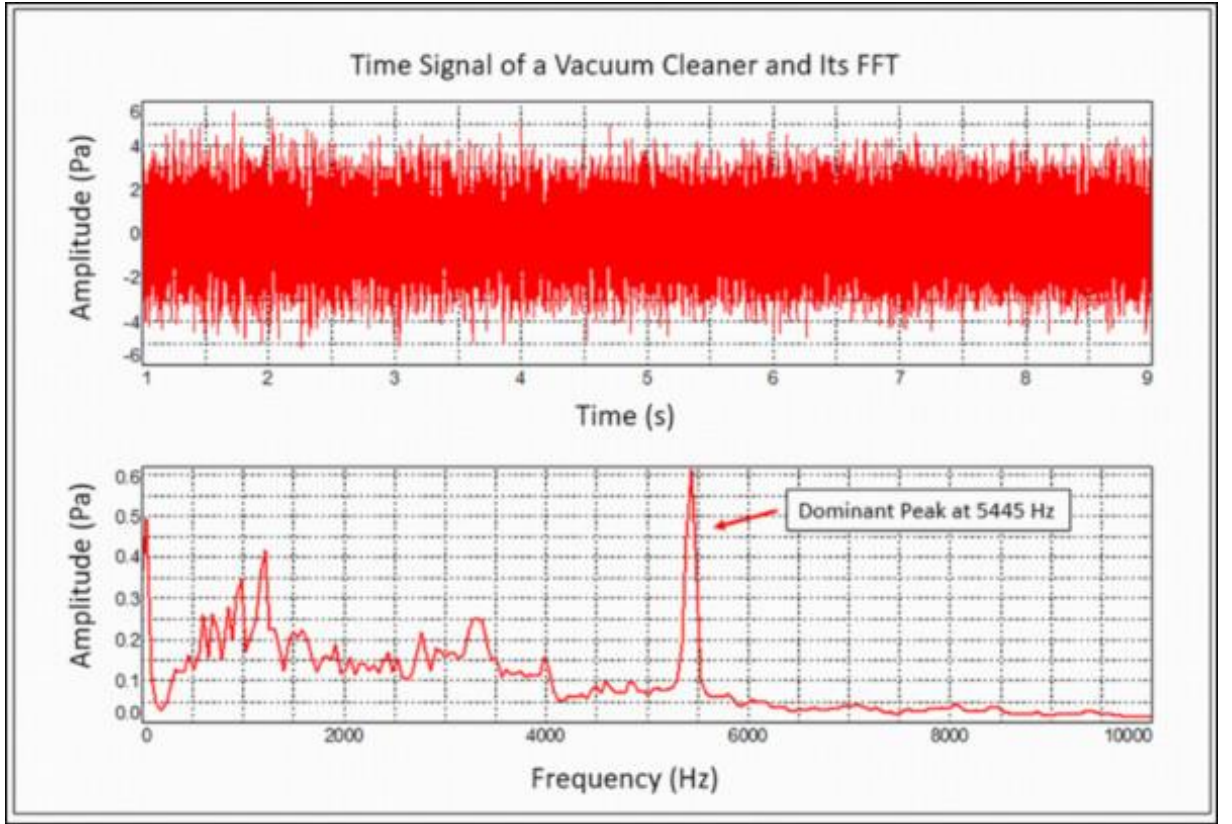


Şekil 3.7: Titreşim söndürücüsüz takım ile işlenen numune

3.5. FFT Analizi ile Takım Tutucunun Maruz Kaldığı Frekansın Belirlenmesi

Takımın maruz kaldığı titreşim frekansını bulmanın birkaç yolu vardır. Bu çalışmada kullanılacak yöntem, ses kaydının MATLAB programında işlenerek FFT analizi ile frekans bölgesinin tespit edilmesi olacaktır.

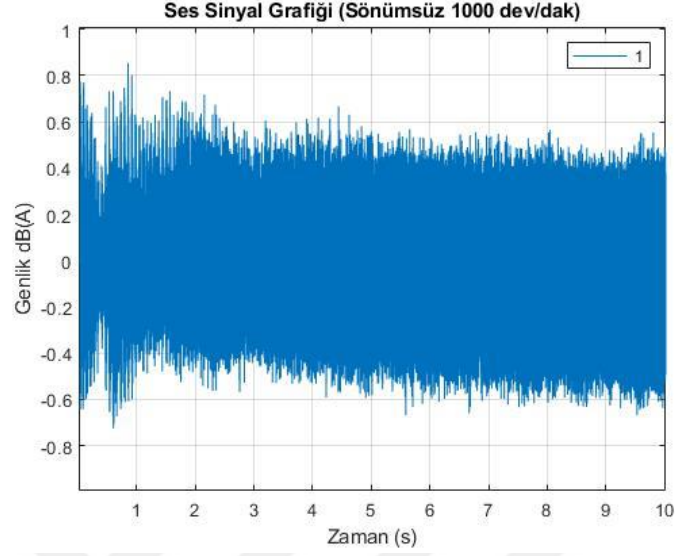
FFT analizi (Fast Fourier Transform), zamana bağlı sinyalleri frekans tabanına dönüştürmek için kullanılan bir dönüşüm metodudur. Bu metodu bir örnek ile açıklamak gerekirse;



Şekil 3.8: Süpürge'nin ses sinyalleri ve FFT analizi (blog.dta.com.tr, 2022)

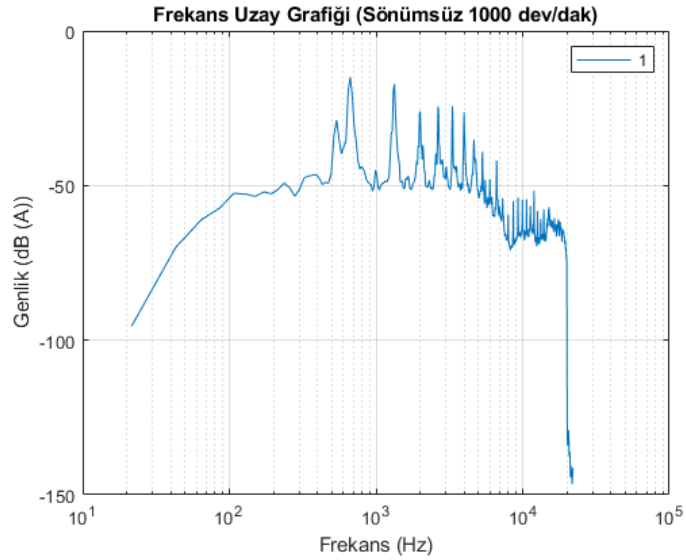
Şekil 3.8 'de görülen örnek grafiklerde yukarıda bir süpürge'nin zamana bağlı ses sinyalleri görülmektedir. Burada herhangi bir sivrılme veya rahatsızlığı veren sesin ayırt edilmesi pek mümkün değildir. Fakat FFT analizi uygulandığında aşağıdaki grafik elde edilir ve burada pik yapan frekans bölgesinde bizi rahatsız ederek üretilen ses frekansının hangisi olduğu görülebilmektedir.

Bu şekilde aynı yöntem kullanılarak kesici takım ile kesme esnasında oluşan ses sinyalleri işlenerek takıma gelen ve tırlama titreşimine neden olan frekansın belirlenmesi amaçlanmıştır.



Şekil 3.9: Sönümsüz kesici takımın ses sinyalleri (n: 1000 dev/dak)

Yukarıda ses kaydının zamana göre ses sinyallerinin çizelgesi verilmiştir. Burada pik yapan veya hangi frekansın takımı zorlama titreşimine maruz bıraktığı konusunda bir fikir edinilemez. Fakat burada FFT analizi uygulandığı zaman aşağıdaki grafik elde edilmiştir.

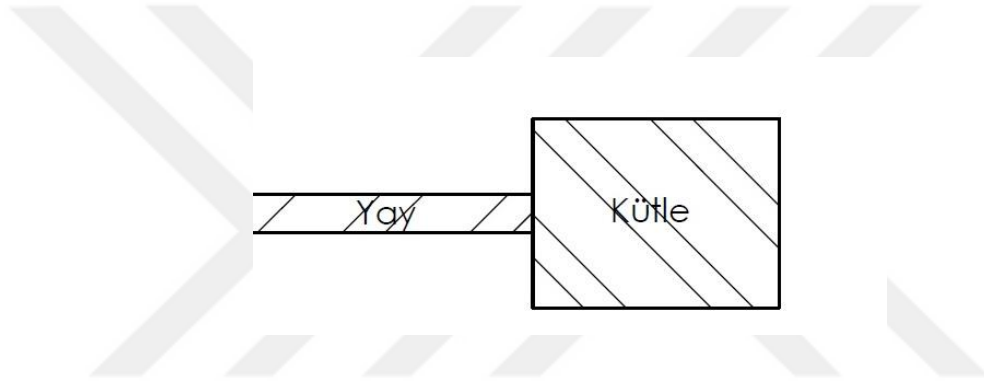


Şekil 3.10: Sönümsüz kesici takımdan alınan ses sinyallerinin FFT analizi (n: 1000 dev/dak)

Elde edilen bu grafikte görüldüğü üzere kesici takım 667.5 Hz frekansta bir zorlanmaya maruz kalmaktadır. En belirgin frekans bölgesi olarak görülen bu frekans bizim deneyimiz için takıma uygulanan titreşim frekansı olarak kabul edilecektir.

3.6. Takımın Maruz Kaldığı Frekansa Göre Titreşim Sönümleyici Tasarımı

Titreşim sönümleyicinin çalışarak kesici takıma gelen titreşimi sönümleyebilmesi için doğal frekansının, takımın maruz kaldığı frekansa çok yakın veya eşit olması gereklidir. Titreşim söndürücü tasarlanırken doğal frekansının yaklaşık 667 Hz olacak şekilde hesaplamalar yapılmıştır.



Şekil 3.11: Tasarlanan kütle-yay ikilisinin çizimi

Titreşim söndürücü bir kütle ve bir yaydan oluşacak olup şekil 3.11’de gösterildiği gibi tasarımı yapılmıştır. Burada bir mil ve onun ucuna takılı olan bir kütle şekillendirilmiştir. Aşağıdaki matematiksel hesaplamalar sonucu milin ve kütlenin boyutsal ve metralurjik özellikleri belirlenmiştir.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.2)$$

$$k = \frac{3.E.I}{l^3} \quad (3.3)$$

E: Elastiklik katsayısı malzemeye bağlı bir sabit olup, deneyde kullanılacak olan yay çeliği için bu değer yaklaşık olarak $2 \times 10^{11} \text{ N/mm}^2$ ‘dir.

$$I = \frac{\pi.D^4}{64} \quad (3.4)$$

Sistemin doğal frekansını 667.5 Hz'e yakın olması için aşağıdaki değerler hesaplanmıştır;

$$E: 2 \times 10^{11} \text{ N/mm}^2$$

$$D: 2 \text{ mm}$$

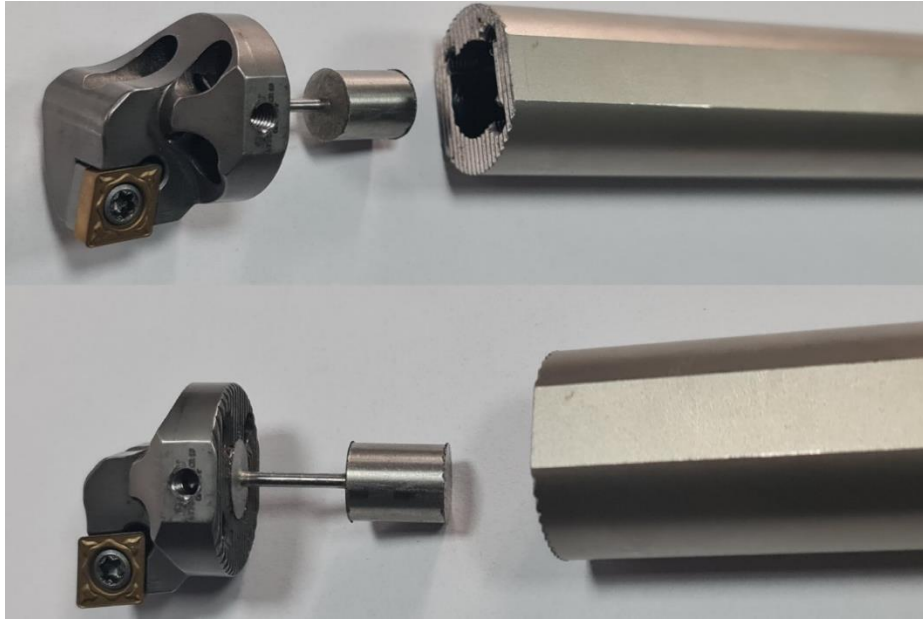
$$l: 15 \text{ mm}$$

$$m: 8 \text{ gr}$$

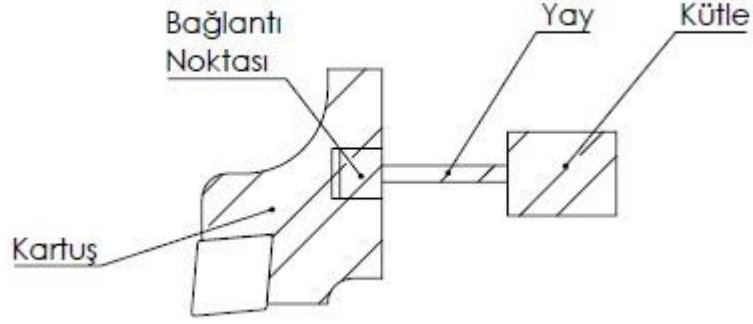
Burada kütle ağırlığı ve milin uzunluğu belirli kısıtlamalara maruz kalmaktadır. Çünkü takımın içerisine yerleştireceğimiz bu sistem ancak belli bir uzunlukta ve kalınlıkta olabilir.

Yukarıdaki değerler kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucu, titreşim söndürücü kütle-yay'ın doğal frekansı 665 Hz olarak elde edilmiştir. Bu değer FFT analizinde elde edilen 667.5 Hz frekansına çok yakın bir değer olduğu tespit edilmiş olup mil (yay) ve kütle bu doğrultuda tasarlanmış ve imalatı gerçekleştirilmiştir.

3.7. Tasarlanan Titreşim Söndürücü Kütle-Yay İkilisinin Takıma Bağlanması



Şekil 3.12: Titreşim söndürücü Kütle-yay ikilisinin bağlanması



Şekil 3.13: Titreşim Söndürücü Kütle-Yay ikilisinin Bağlanma Çizimi

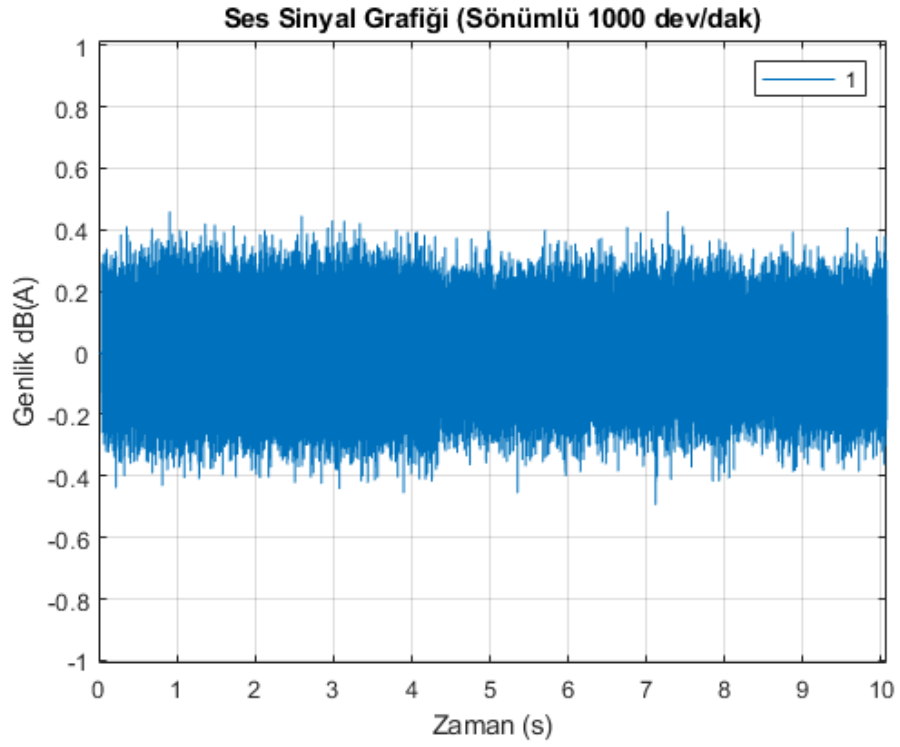
Titreşim söndürücü yukarıdaki şekilde verildiği gibi tasarlanmış ve takım tutucunun ön kısmındaki kartuş içerisine adapte edilmiştir. Daha sonra bu kartuş kısmı titreşim söndürücü ile beraber takım tutucuya ilave edilmiştir. İnce mil yay görevi görürken kalın kısım ise kütle görevi görecektir. Milin uzunluğu ve kalınlığı, kütlelerin ise ağırlığı bir önceki bölümde yapılan hesaplamalara göre belirlenmiş olup bu yönde dizayn edilmiştir.

3.8. Titreşim Söndürücü Kütle-Yay İlaveli Takımın Çalıştırılması

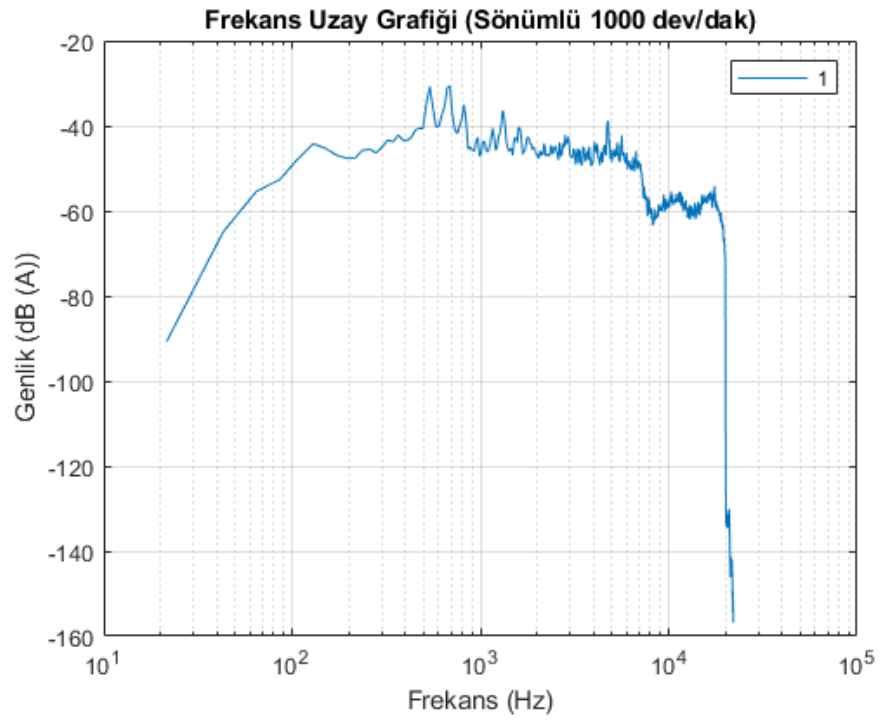
Titreşim söndürücü ilaveli takım ile talaş kaldırma işlemi yapılmıştır. Elde edilen numuneye görsel olarak bakıldığında ilk etapta yüzey pürüzlülüğündeki iyileşme gözlemlenmiştir. Yine talaş kaldırma işlemi esnasında gürültü ölçümleri yapılmış olup gürültüde iyileştirmelerin meydana geldiği görülmüştür.



Şekil 3.14: Titreşim söndürücülü takımla işlenen numune



Şekil 3.15: Sönümlü kesici takımdan alınan ses sinyalleri (n: 1000 dev/dak)



Şekil 3.16: Sönümlü kesici takımdan alınan ses sinyallerinin FFT analizi (n: 1000 dev/dak)

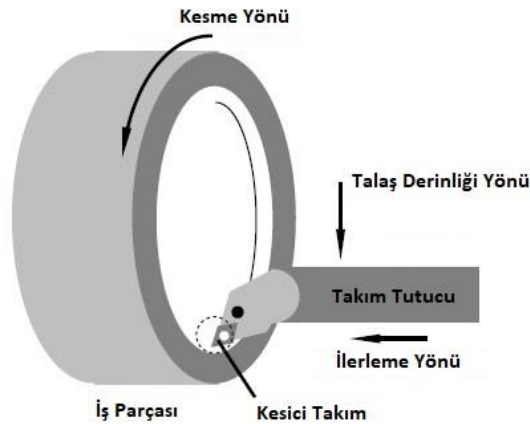
4. TORNALAMA İŞLEMİNDE KESİCİ TAKIM TUTUCULARI İÇİN DİNAMİK TİTREŞİM SÖNÜMLEYİCİ TASARIMI

Bir takım tezgahında tornalama operasyonu yapılırken iş parçasının dönmesi ve kesici takıma gelen yükler dolayısıyla kesici takımda vibrasyon oluşur. Kısa boylu takımlarda bu vibrasyon önemsenmeyebilir fakat kritik 3D boyu denilen takım boyunun, çapının 3 katından daha fazla olduğu durumlarda titreşim önemsenmesi ve engellenmesi gereken boyutlara ulaşır. Buradaki titreşim, kesici takım ömrünün kısalması, gürültü ve/veya iş parçası hassasiyetinin düşmesi gibi sonuçlara yol açar. Bazı durumlarda kesici takımın ömrünün kısalması veya gürültü kabul edilebilir sonuçlar olsa da çoğu zaman iş parçasındaki hassasiyet kaybı veya iş parçasının işlenememesi sonucu operasyonu imkânsız kılabilir.

Burada başvurulacak olan yöntem dinamik titreşim sönümleyici entegre edilmiş kesici takımların kullanılmasıdır. Bu takımlar sayesinde işleme sırasında oluşan vibrasyonlar minimize edilerek operasyon konforlu, ekonomik ve hassas bir şekilde tamamlanır.

4.1. Tornalama İşlemlerinde Kesme Kuvvetleri ve Titreşim

Tornalama yöntemi ile talaş kaldırma prosesi esnasında kesme kuvvetleri ve titreşime maruz kalır. Aşağıda delik içi tornalama prosesinin temsil edildiği bir şekil gösterilmiştir.



Şekil 4.1: Delik içi tornalama işleminin şematik gösterimi (Linus Petterson, 2002)

Delik içi tornalama işlemi esnasında iş parçası ve kesici takım arasındaki hareketten dolayı kesme kuvvetleri meydana gelir. Bu kesme kuvvetleri iş parçası malzemesi, ilerleme hızı, kesme hızı gibi değişkenlere bağlı olarak vibrasyon meydana getirir. Oluşan bu vibrasyon işleme kalitesinde düşüş, takım ömrünün kısalması, gürültü kirliliği gibi sonuçlara neden olmaktadır.

Kesme hızı; takımın iş parçası üzerinde aldığı yolu ifade eder. Örneğin tornalama işleminde kesici takımın iş parçası çapında birim zamanda aldığı yol olarak ifade edilir. Birimi “m/dak” cinsinden ifade edilir. Formül hesaplaması aşağıdaki gibidir

$$V_c = \frac{\pi.D.n}{1000} \quad (4.1)$$

Burada kesme hızı doğrudan iş parçasının dönme devrine ve iş parçasının çapına bağlıdır. İş parçasının çapı sabit bir parametre olduğu için burada değişikliği yapabileceğimiz tek değişken devir olur ve iş parçası ne kadar hızlı dönerse işleme süresi o kadar kısalmaktadır.

Kesici uç üretici firmaları kesme hızları için, ürettikleri kesici ucun çalışabileceği optimum değerler için katalog değerler sunarlar. Yüksek kesme hızları kesici uçta yanma ve kesici uç ömrünün kısalmasına yol açar. Bu kriterler göz önünde bulundurularak burada seçim yapılırken aşırı yüksek kesme hızı nedeniyle yanmalardan kaynaklı takım ömrünü kısaltmayacak fakat işleme süresini en kısa tutacak şekilde en yüksek kesme hızı seçimi yapılmalıdır.

İlerleme; kesici takımın ilerleme yönünde devir başına aldığı yolu ifade eder. Birimi tornalama işlemlerinde “mm/dev” cinsinden ifade edilir. İlerlemenin büyüklüğü yüzey pürüzlülüğünü doğrudan etkiler. Daha büyük ilerleme değerleri daha yüksek yüzey pürüzlülüğüne yol açar fakat kesici takım gitmesi gereken yolu daha büyük adımlarla aldığı için işleme süresi kısalmır. Burada seçimi etkileyen parametre, istenen yüzey pürüzlülüğü ve işleme süresinin uzunluğu arasındaki optimizasyondur.

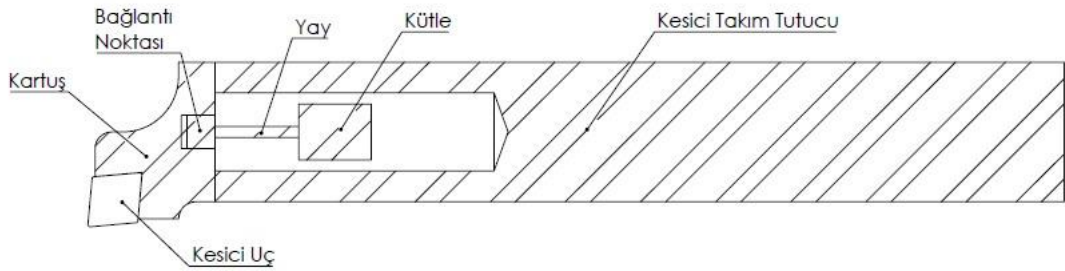
Talaş derinliği; bir diğer deyişle “paso” her bir tekil kesme operasyonunda kesici ucun malzemeye dalma miktarını temsil eder. Birimi “mm” olarak ifade edilir. Talaş derinliği seçimi tezgâhın gücüne ve kesici ucun yapısına ve iş parçasının bağlama şekline bağlıdır. Tek seferde daha çok talaş derinliği daha çok kuvvet anlamına geleceği için kesici ucun sağlamlığı, tezgâhın gücü ve iş parçasının bağlama güvenliği sağlandığı sürece yüksek kesme derinlikleri verilebilir.

Tornalama işlemlerinde takım tutucunun uzunluğunun takım tutucu çapına oranı genelde 3D – 5D gibi ifade edilen bir tanımla temsil edilir. Burada 3D ifadesi takım tutucu uzunluğunun takım tutucu çapının 3 katı olduğunu gösterir ki bu güvenli talaş kaldırma boyu olarak bilinir. 3D boy ve altındaki boylarda takım tutucularda genel olarak vibrasyon görülmez veya vibrasyon prosesi etkileyecek seviyelere çıkmaz. Asıl problem 5D – 7D gibi takım tutucu boyunun takım tutucu çapına oranının 3’ten daha fazla olduğu durumlarda yaşanır. Bu tür uzun takımlarda vibrasyon çok sık görülür ve buna imalat camiasında “tırlama” denir. Vibrasyon veya bir diğer deyişle “tırlama” yüzey kalitesinde bozukluk, ölçü hassasiyeti kaybı, takım ömrü kısılması gibi sonuçlara yol açacağından istenmeyen ve kaçınılan bir durumdur fakat bazı proseslerde bu şekilde bir 7D gibi uzun takımla çalışma mecburiyeti doğmaktadır.

4.2. Dinamik Titreşim Sönümleyici Tasarımı

Dinamik titreşim sönümleyiciler ana sisteme bir kütle ve bir yay ilavesi ile oluşur. Burada dinamik titreşim sönümleyiciler rezonansa girerek ana kütle üzerindeki salınımı kendi üzerine alarak ana kütlenin salınımının istenen düzeye kadar indirgenmesini sağlar.

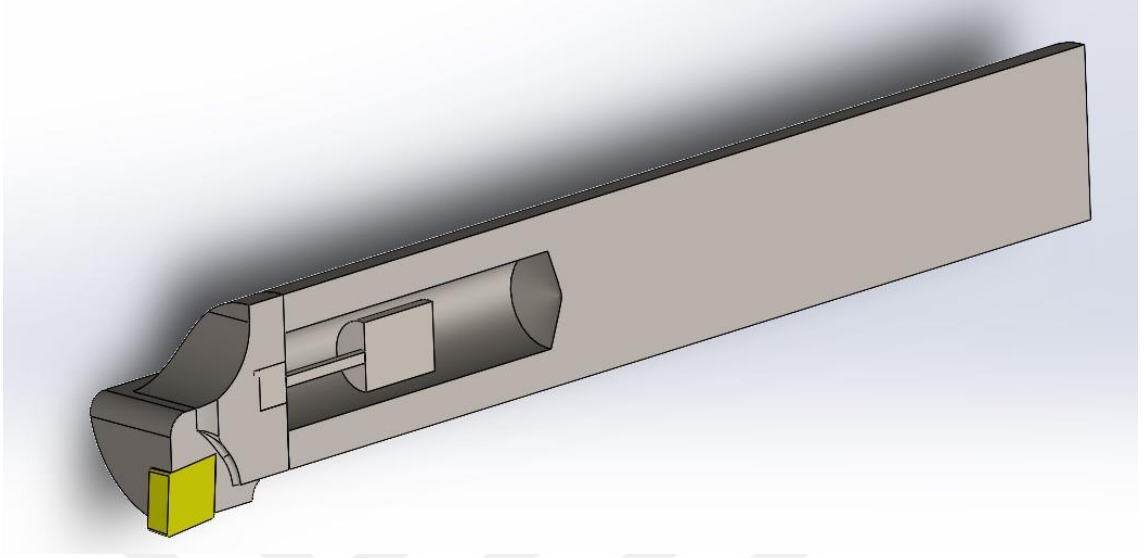
Delik içi tornalama katerleri bir ankastre kiriş gibi davranırlar. Dolayısıyla buradan hareketle takımı bir ankastre kiriş gibi düşünerek içine bir titreşim sönümleyici kütle yay ikilisi yerleştirmek uygun olacaktır.



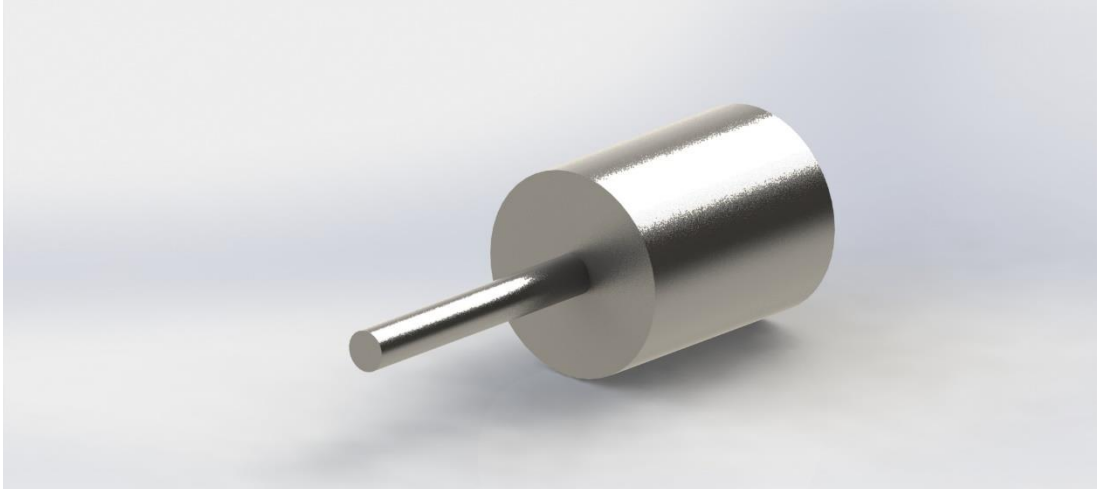
Şekil 4.2: Dinamik titreşim sönümleyici ilaveli kesici takım tutucu kesit görünüşü

Şekil 4.2’de görüldüğü gibi Kesici takım tutucunun içerisine bir kütle yay ikilisi ilave edilmelidir. Burada yay görevini özellikleri daha sonra irdelenecek olan mil, kütle

görevini ise o mile geçirilmiş olan bir halka şeklinde malzeme görecektir. Burada gerekli koşulları sağlamak için (ω , k gibi) kütlelerin ağırlığı ve milin özellikleri belirlenir.



Şekil 4.3: Tasarlanan Sistemin Katisının Kesit Görünümü

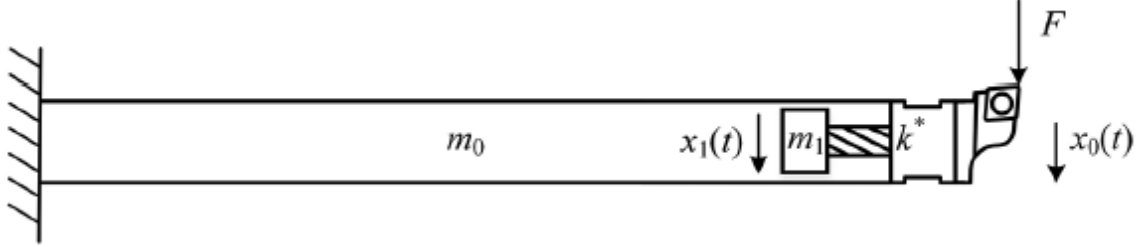


Şekil 4.4: Dinamik Titreşim Sönümleyici kütle-yay tasarımı

4.2.1. Tasarlanan Sistemin İncelenmesi ve Eşdeğer Sistemin Belirlenmesi

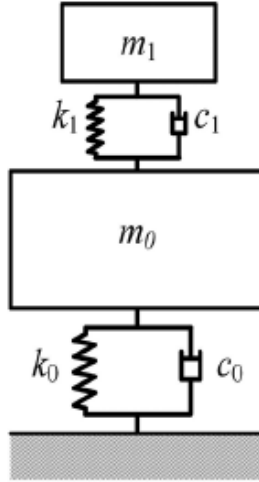
Doğada veya teknikte bulunan sistemlerde matematiksel çözümünün bulunması için genelde “eşdeğer sistem” kavramı kullanılır. Şekil olarak anlaşılması zor bu sistemler basit kütle, yay, damper elemanlarına indirgenerek hareket denklemlerinin çıkartılması için kolaylık sağlanır.

Çalışmamız için bir önceki bölümde tasarlanan sistem bir ankastre kiriş olarak düşünülmüştür. Takımın ucuna etkiyen kuvvet ve titreşim takımı bir ankastre kiriş gibi davranmaya zorlar. Gerekli hesaplamalar yapılırken bir ankastre kirişe eşdeğer sistem seçilmesi uygun olacaktır.



Şekil 4.5: Titreşim söndürücü kütle-yay ilaveli sistem (Yiqing Yang, 2020)

Belirlenen ankastre kiriş sisteminin eşdeğer sistemi aşağıdaki gibi kütle, yay ve damper elemanları ile şematize edilmiştir.



Şekil 4.6: Eşdeğer sistem (Yiqing Yang, 2020)

4.2.2. Dinamik Yük Faktörü

Bir sistemin Dinamik Yük Faktörü aşağıdaki gibidir;

$$DYF = \frac{|x_p(t)|_{max}}{x_{statik}} \quad (4.2)$$

Aşağıdaki formüller göz önünde bulundurulursa;

$$\omega_0^2 = \frac{k}{m} \quad (4.3)$$

$$c = 2m\zeta\omega_0 \quad (4.4)$$

$$r = \frac{\Omega}{\omega_0} \quad (4.5)$$

$$\mu = \frac{m_a}{m} \quad (4.6)$$

$$\omega_a^2 = \frac{k_a}{m_a} \quad (4.7)$$

$$c_a = 2m_a\zeta_a\omega_0 \quad (4.8)$$

$$r_a = \frac{\omega_a}{\omega_0} \quad (4.9)$$

Dinamik Yük Faktörü aşağıdaki gibi bulunacaktır;

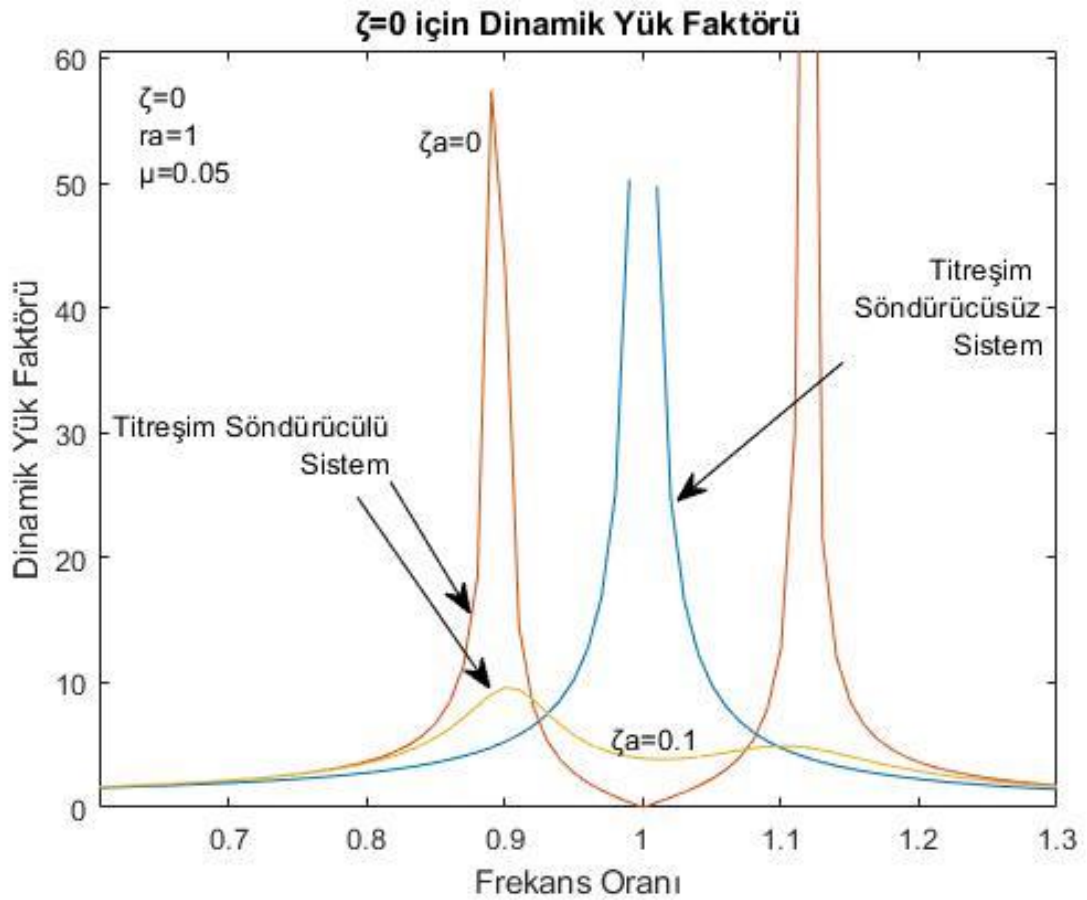
DYF

$$= \sqrt{\frac{(r_a^2 - r^2)^2 - (2\zeta_a r)^2}{[(1 - r^2)(r_a^2 - r^2) - \mu r_a^2 r^2 - 4\zeta_a \zeta r^2]^2 + 4r^2[\zeta_a(1 - r^2 - \mu r^2) + \zeta(r_a^2 - r^2)]^2}} \quad (4.10)$$

Özel bir durumda $\mu = 0$, $r_a = 0$, $\zeta_a = 0$ olursa DYF aşağıdaki gibi olur ki bu tek serbestlik dereceli, titreşim sönümleyici olmadan, sistemin Dinamik Yük faktörü olacaktır.

$$DYF = \sqrt{\frac{1}{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (4.11)$$

Belirli değişkenlerin değişimi ile elde edilen Dinamik Yük Faktörü – Ω/ω grafiği aşağıda gösterilmiştir. Denklem, ana sistemin sönümsüz olduğu ve ana sistemin sönümlü olduğu iki durumda irdelenecektir. Bu grafiklerde “ Ω/ω ” sistemin zorlandığı frekansın sistemin doğal frekansına olan oranını belirtmektedir.



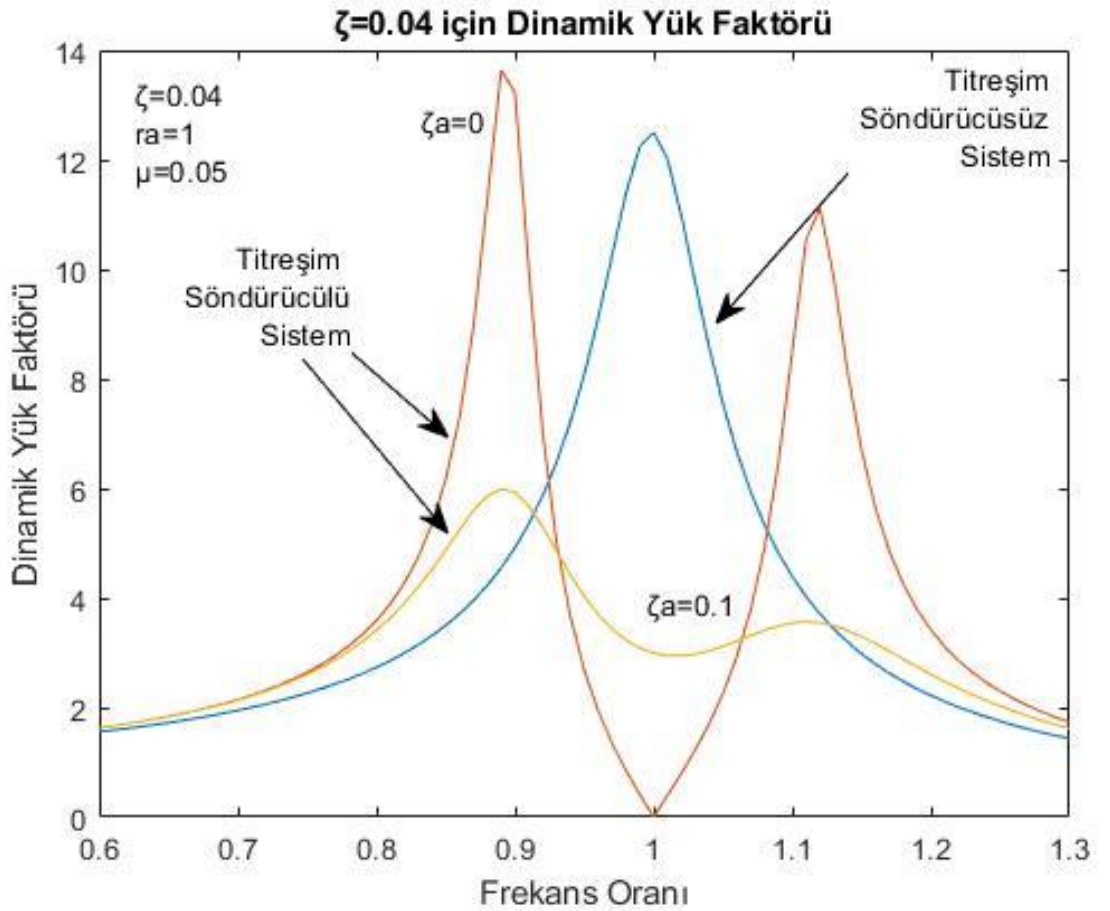
Şekil 4.7: Ana sistemin Sönümsüz olduğu durumlar, ($\zeta=0$)

Şekil 4.7’de ana sistemin sönümsüz olduğu durum ($\zeta = 0$) irdelenmiştir;

İlk grafikte titreşim söndürücü ilave edilmediği durumu temsil etmektedir. Burada eğer Ω/ω oranı 1’e yaklaşır veya eşit olur ise sistem rezonansa girecek ve sonsuz genlikte hareket elde edilecektir.

İkinci grafikte Sisteme sönümsüz bir titreşim söndürücü ($\zeta_a = 0$) ilave edildiği durum irdelenmiştir. Burada Ω/ω oranı 1'e yaklaştığında titreşimin büyük bir ölçüde sönümlendiği gözlemlenebilir fakat yaklaşık 0,9 ve 1,1 oranında çok büyük genliklerle karşılaşılacaktır.

Üçüncü grafikte ise sönümlü bir titreşim söndürücü ile hesaplama yapıldığında ($\zeta_a = 0,1$) Ω/ω oranının 1'e yaklaşması durumunda sistemin rezonansa girmediği fakat aynı zamanda titreşimin tam olarak sıfırlanmadığı gözlemlenmiştir. Buna ilaveten sistem 0,9 ve 1,1 oranlarında da yine çok iyi bir şekilde sönümlendiği gözlemlenmiştir.



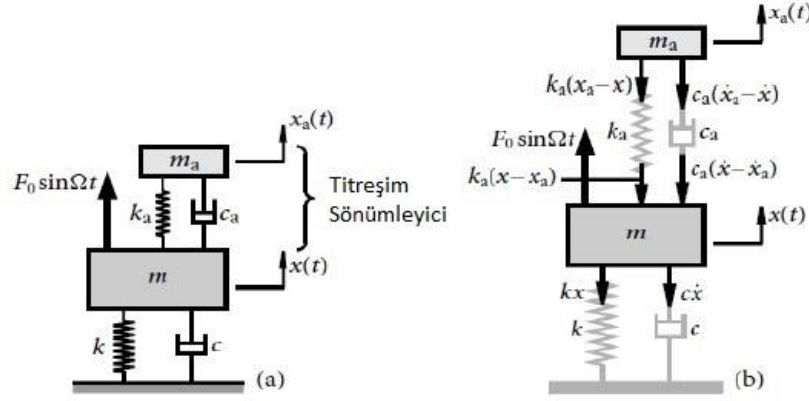
Şekil 4.8: Ana sistemin Sönümlü olduğu durumlar , ($\zeta = 0.04$)

Şekil 4.8'de ise ana sistemin sönümlü olduğu durum ($\zeta = 0.04$) irdelenmiştir.

Burada ilk duruma benzer grafikler elde edilse de sistemin rezonansa girmediği ve genliklerin daha düşük olduğu gözlemlenmiştir.

4.2.3. Sistemin Matematiksel Modelinin İrdelenmesi

Belirlenen eşdeğer sistemin matematiksel modelinin irdeleneceği bu bölümde Newton'un hareket yasaları kullanılarak hareket denklemi çıkartılacaktır. Çıkartılan hareket denklemleri neticesinde bilinen girdiler denkleme yerleştirilerek sistemin zamana bağlı hareketleri incelenecektir.



Şekil 4.9: Eşdeğer sistem

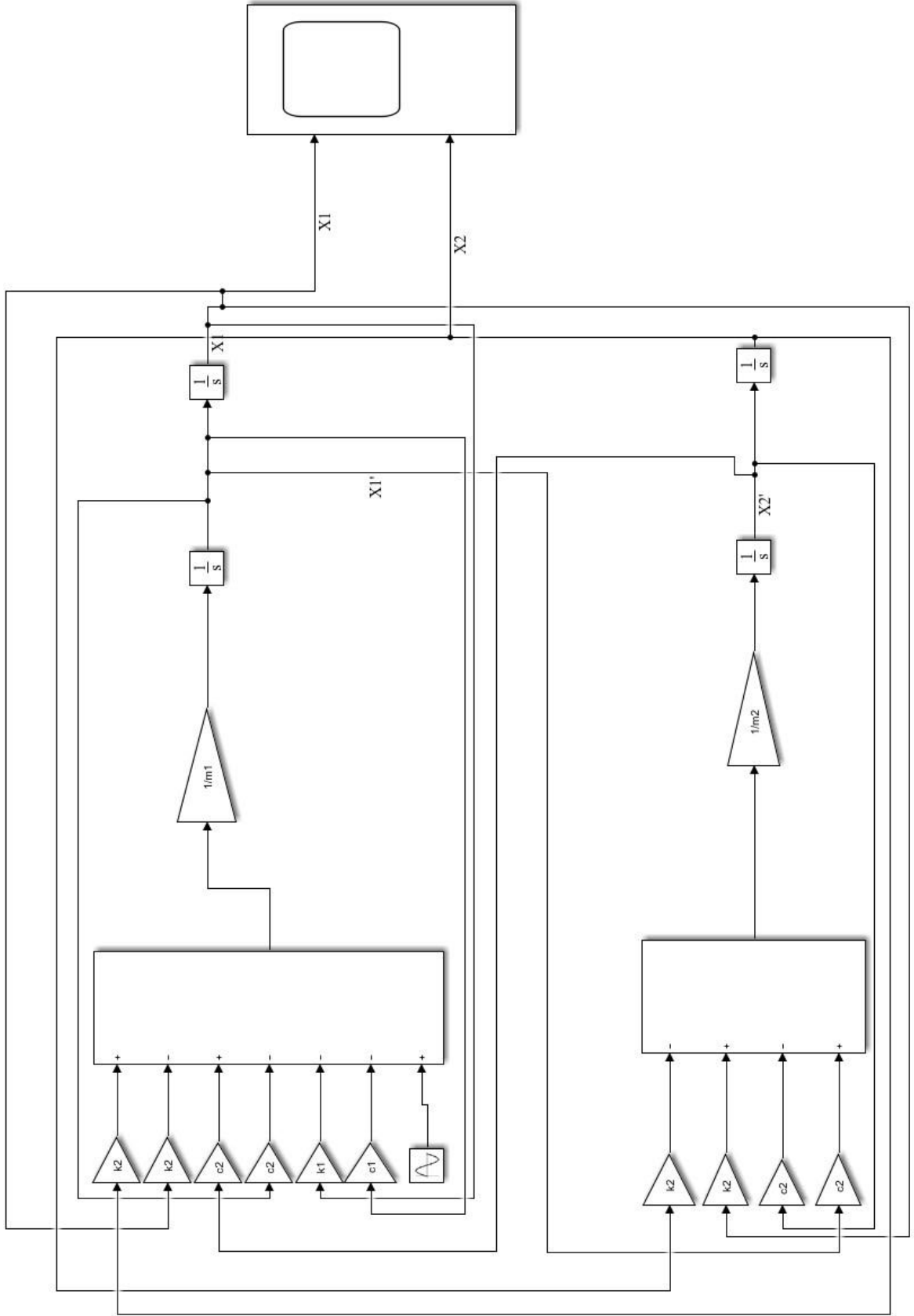
Newton'un ikinci yasasına göre hareket denklemi;

$$m\ddot{x} + (c + c_a)\dot{x} + (k + k_a)x - c_a\dot{x}_a - k_ax_a = F_0 \sin \Omega t \quad (3.12)$$

$$m_a\ddot{x}_a + c_a\dot{x}_a + k_ax_a - c_a\dot{x} - k_ax = 0 \quad (3.13)$$

Bu denklemlerden yola çıkılarak MATLAB/Simulink programı yardımı ile sistemi oluşturan grafik simülasyonda kütlelerin hareketi incelenecektir.

SIMULINK programında Şekil 4.10'da görülen diyagram çizilerek birbiri ile olan matematiksel bağlantılar kurulmuştur. Burada kullanılacak olan değerler, MATLAB kısmında gerek basit formüller gerekse direk girdi olarak kabul edilir ve sistemdeki istenen herhangi bir kütleye istenen genlik ve frekansta sinüs dalgaları şeklinde titreşim vermek mümkündür. Genlik, iki kütlenin birbiri ile bağlı hareketini etkilemeyeceği için burada frekans değişkenini değiştirerek kütlelerin hareketi incelenecektir.



Şekil 4.10: MATLAB & Simulink Programında hareket denklemlerinin işlenmesi

Burada bazı deneme girdiler sağlanarak kütle hareketleri incelenecektir. Hareket denklemlerinde ihtiyacımız olan veriler aşağıdaki gibidir;

m : Ana sistemin kütlesi

m_a : Titreşim söndürücünün kütlesi

k : Ana sistemin yay katsayısı

k_a : Titreşim söndürücünün bağlı olduğu yay katsayısı

c : Ana sistemin sönüm katsayısı

c_a : Titreşim söndürücü sistemin sönüm katsayısı

F_0 : Sistemin maruz kaldığı kuvvet

Ω : Sistemin maruz kaldığı titreşimin frekansı

ω : Sistemin doğal frekansı

Deneyimizde kullanılan sistemden alınan bilgiler alınarak örnek bir sistemin hareketi grafiksel olarak incelenecektir. Daha sonra frekans değiştirilerek kütlelerin birbirine göre hareketi irdelenecektir.

m : 0,605 [kg]

m_a : 0,014 [kg]

k : 3408846 [N/m]

k_a : 6481 [N/m]

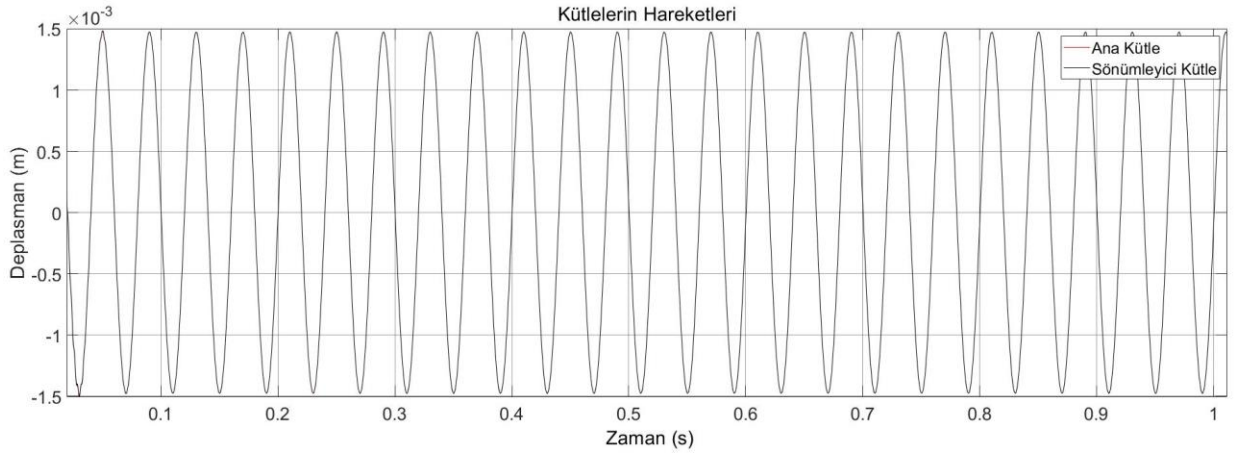
c : 57,45 [$N \cdot \frac{s}{m}$]

c_a : 0,38 [$N \cdot \frac{s}{m}$]

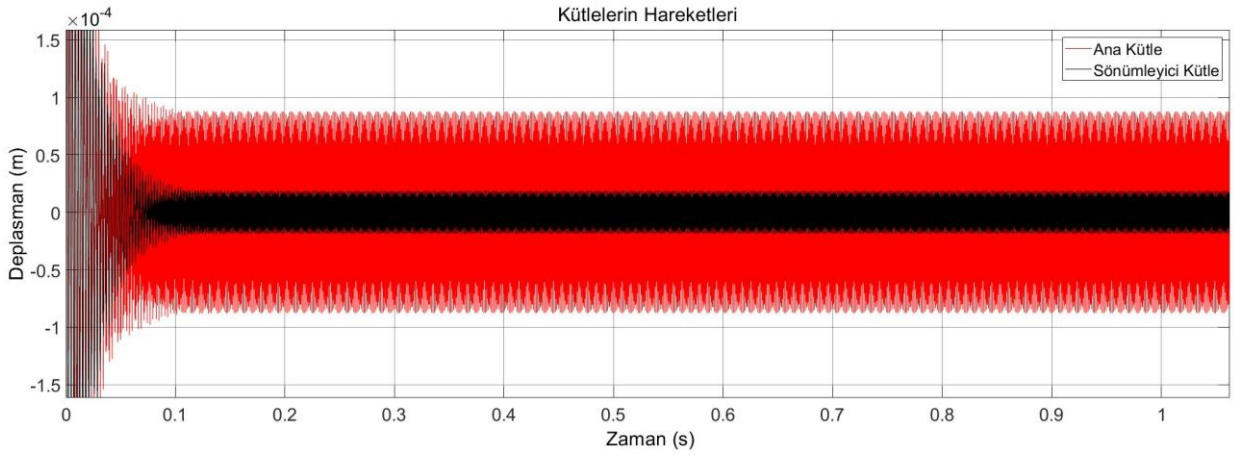
F_0 : 5000 [N]

ω : 2373 [Hz]

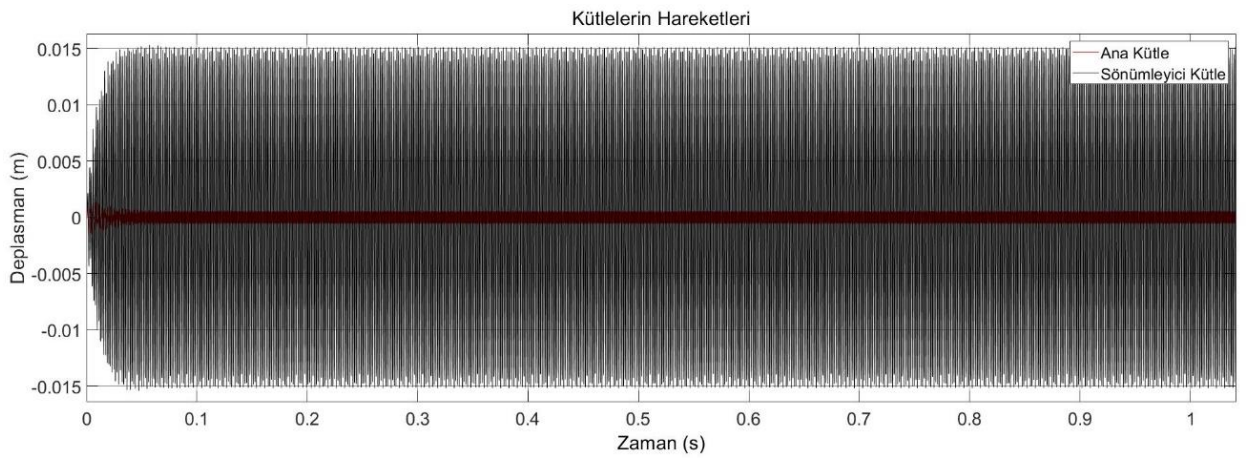
ω_a : 680 [Hz]



Şekil 4.11: $\Omega = 100$ Hz



Şekil 4.12: $\Omega = 1000$ Hz



Şekil 4.13: $\Omega = 680$ Hz

Grafikler irdelendiğinde şu sonuçlar elde edilmektedir (grafiklerde kırmızı çizgi ana kütleyi, siyah çizgi ise titreşim söndürücü kütlenin deplasmanını temsil etmektedir).

- 1- Şekil 4.11: Eğer titreşim frekansı titreşim söndürücünün doğal frekansından çok düşük ise ana sistem ve titreşim söndürücü tek bir kütle gibi hareket ederek beraber aynı anda aynı deplasmanda hareket eder ve titreşim söndürücü çalışmaz.
- 2- Şekil 4.12: Eğer titreşim frekansı titreşim söndürücünün doğal frekansından çok yüksek ise ana sistem titreşim söndürücünden daha fazla bir deplasman ile hareket eder ve titreşim söndürücü çalışmış olmaz.
- 3- Şekil 4.13: Eğer titreşim frekansı titreşim söndürücünün doğal frekansına eşit olursa titreşim söndürücünün deplasmanı yüksek olacak fakat ana sistemin deplasmanı düşük kalacaktır. Bu da istenilen durum olan titreşim sönümleme sisteminin çalışması anlamına gelir.

Sabit bir zorlama titreşimine karşı, titreşim söndürücü kütlenin doğal frekansı açısından durum incelendiğinde;

- 1- Eğer titreşim söndürücünün doğal frekansı, maruz kalınan zorlama titreşiminden çok daha yüksek ise şekil 4.11'deki durum gerçekleşecektir.
- 2- Eğer titreşim söndürücünün doğal frekansı, maruz kalınan zorlama titreşiminden çok daha düşük kalırsa şekil 4.12'deki durum gerçekleşir.
- 3- Eğer titreşim söndürücünün doğal frekansı, maruz kalınan zorlama titreşimine eşit olursa şekil 4.13'deki durum gerçekleşecektir.

Bu durumda sabit olan tornalama işleminden dolayı maruz alınacak olan titreşim frekansına göre titreşim söndürücü tasarlanmalı ve bu titreşim söndürücü sistemin doğal frekansı, takımın maruz kaldığı doğal frekans ile aynı veya çok yakın olmalıdır.

5. DENEYSEL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Yapılan bu çalışmada delik içi tornalama işlemleri için 6 boy uzunluğunda bağlanmış olan bir delik içi tornalama takımı için titreşim sönümleyici kütle-yay ilavesi denemeleri yapılmış ve titreşim sönümleyici kütle-yay ilaveli ve ilavesiz olarak iki adımlı denemeler yapılmıştır.

Her bir takım için deneyler esnasında 4 farklı kesme şartı uygulanmıştır.

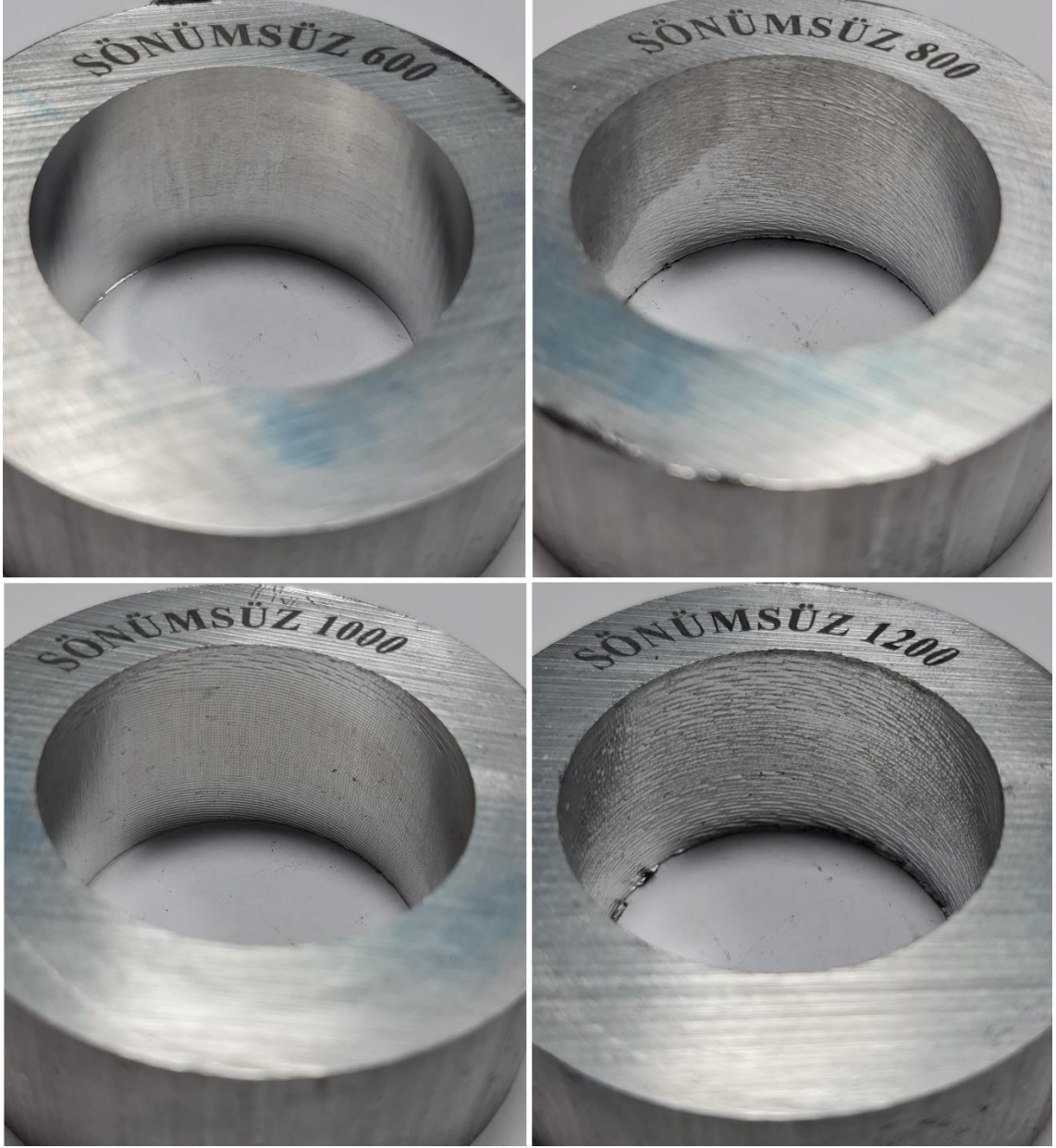
- n: 600 dev/dak
- n: 800 dev/dak
- n: 1000 dev/dak
- n: 1200 dev/dak

Verilen sonuçlar;

- Görsel muayene
- Ses sinyallerinin grafiklerinin incelenmesi
- Gürültü seviyelerinin incelenmesi
- Frekans uzay grafiklerinin incelenmesi
- Yüzey pürüzlülüklerinin değerlendirilmesi,

başlıkları altında değerlendirilmiştir.

5.1. Görsel Muayene



Şekil 5.1: Titreşim söndürücü kütle-yay ilavesi yapılmamış numuneler

Şekil 5.1’de görsel muayene yapılmak üzere, titreşim söndürücü ilave edilmemiş takım ile yapılan deneyde tormalama işlemi ile üretilen malzemeler fotoğraflanmıştır. Denemelerde n:600 dev/dak, n:800 dev/dak, n:1000 dev/dak, ve n:1200 dev/dak devirleri kullanılmıştır.

Yapılan görsel muayene sonucu titreşim söndürücü kütle-yay ilave edilmemiş proseste takımın yüksek titreşime bağlı olarak yüzey kalitesini bozduğu görülmektedir. Proseste, takım n:600 dev/dak’lık işlemde kararlı ilerlemesine rağmen kesme şartlarında titreşime maruz kalmıştır.

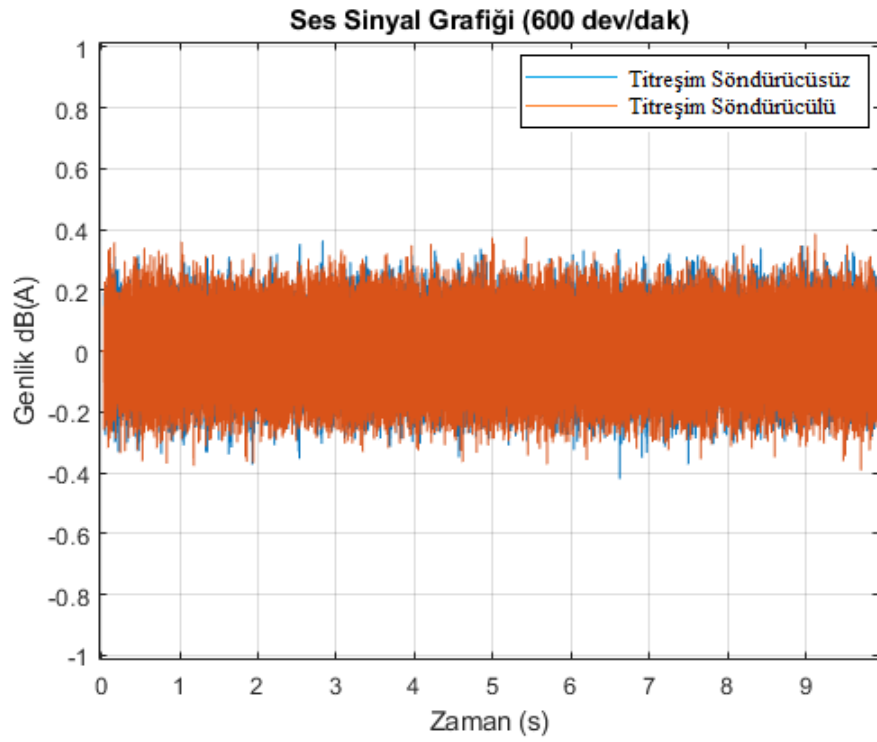


Şekil 5.2: Titreşim söndürücü kütle-yay ilavesi yapılmamış numuneler

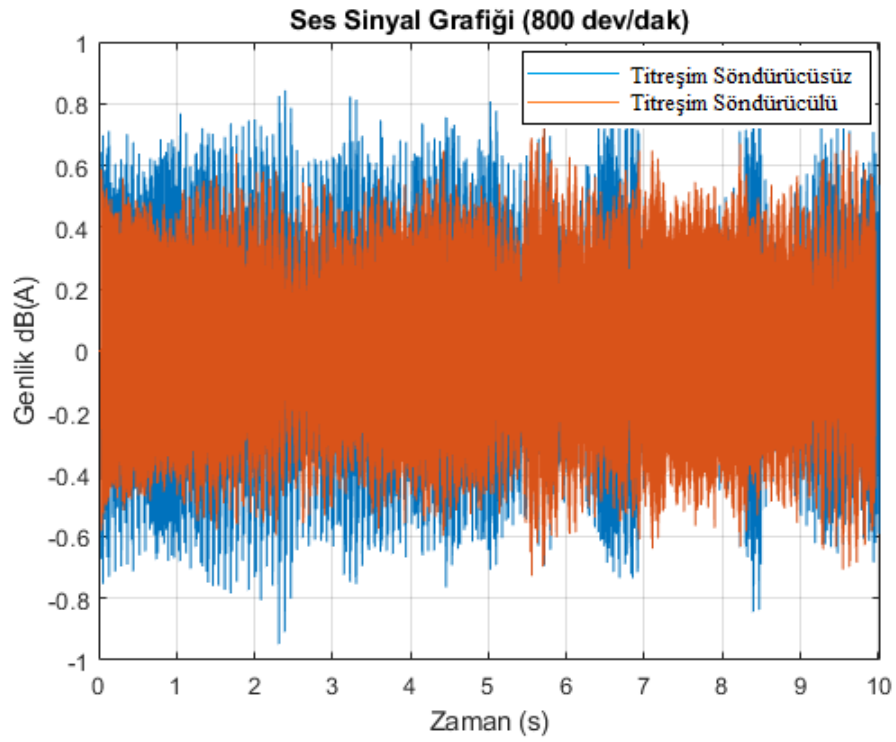
Şekil 5.2’de görsel muayene yapılmak üzere, titreşim söndürücü ilave edilmemiş takım ile yapılan deneyde tornalama işlemi ile üretilen malzemeler fotoğraflanmıştır. Denemelerde n:600 dev/dak, n:800 dev/dak, n:1000 dev/dak, ve n:1200 dev/dak devirleri kullanılmıştır.

Yapılan görsel muayene sonucu titreşim söndürücü kütle-yay ilave edilmiş kesici takım tutucu ile yapılmış işlemlerde titreşimin büyük oranda sönmüldüğü gözlemlenmiştir. Yüzey kalitelerindeki iyileşme, kütle-yay ilavesi prosesinin sonucunun başarılı olduğunu göstermektedir. n: 800 dev/dak kesme şartında hala bir miktar titreşim gözlemlense de n: 1000 dev/dak ve n: 1200 dev/dak kesme şartlarında titreşimin, hemen hemen hiç meydana gelmediği gözlemlenmiştir.

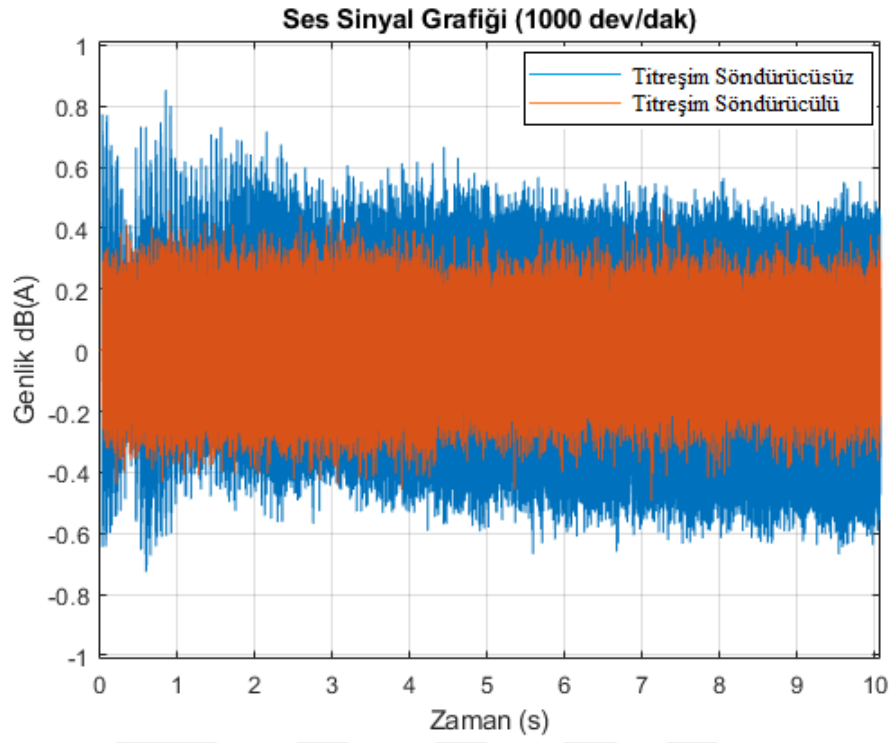
5.2. Ses Sinyalleri Grafiklerinin Değerlendirilmesi



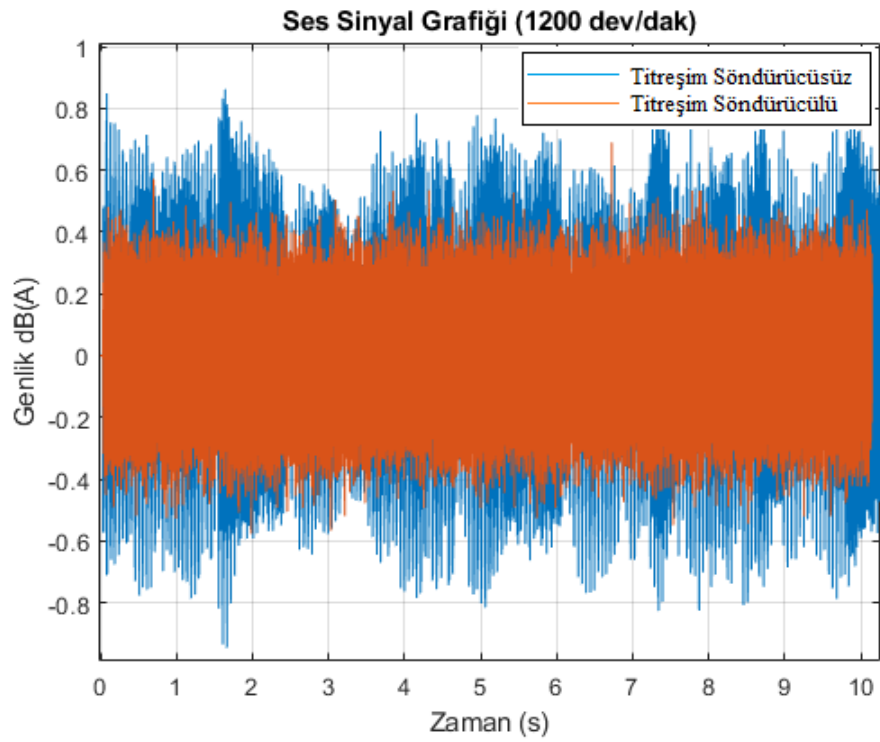
Şekil 5.3: Takımın 600 dev/dak'da ses sinyalleri



Şekil 5.4: Takımın 800 dev/dak'da ses sinyalleri



Şekil 5.5: Takımın 1000 dev/dak'da ses sinyalleri



Şekil 5.6: Takımın 1200 dev/dak'da ses sinyalleri

Titreşim söndürücü kütle-yay ikilisi eklenmeden önce gürültü genliğinin ortalama 0.4~0.6 mertebelerinde ve maksimum genliğin yaklaşık 0.8 dolaylarında olduğu gözlemlenmiştir. Sadece n: 600 dev/dak 'lık operasyonda her iki durum için de genliklerin çok yüksek olmadığı gözlemlenmiştir. Çünkü n: 600 dev/dak 'lık operasyonda titreşim sönmüleyici ilave edilmemiş takımla da titreşim gözlemlenmemiştir.

Titreşim söndürücü kütle-yay ilave edildikten sonraki proseslerde gürültü genliğinin ortalama 0.2 mertebesine ve maksimum genliğin yaklaşık 0.2 ~ 0.4 seviyelerine gerilediği gözlemlenmiştir. Burada da titreşim söndürücü takılmış n: 800 dev/dak 'lık operasyonda ses sinyalleri grafiğinin genlikleri yüksek çıkmıştır. Çünkü bu operasyonda yine titreşim gözlemlenmiştir.

5.3. Gürültü Seviyelerinin Değerlendirilmesi



Şekil 5.7: Titreşim söndürücü kütle-yay eklenmemiş proseslerde ses seviyesi ölçümü (dB)

(a: 600 dev/dak, b: 8000 dev/dak, c: 1000 dev/dak, d: 1200 dev/dak)

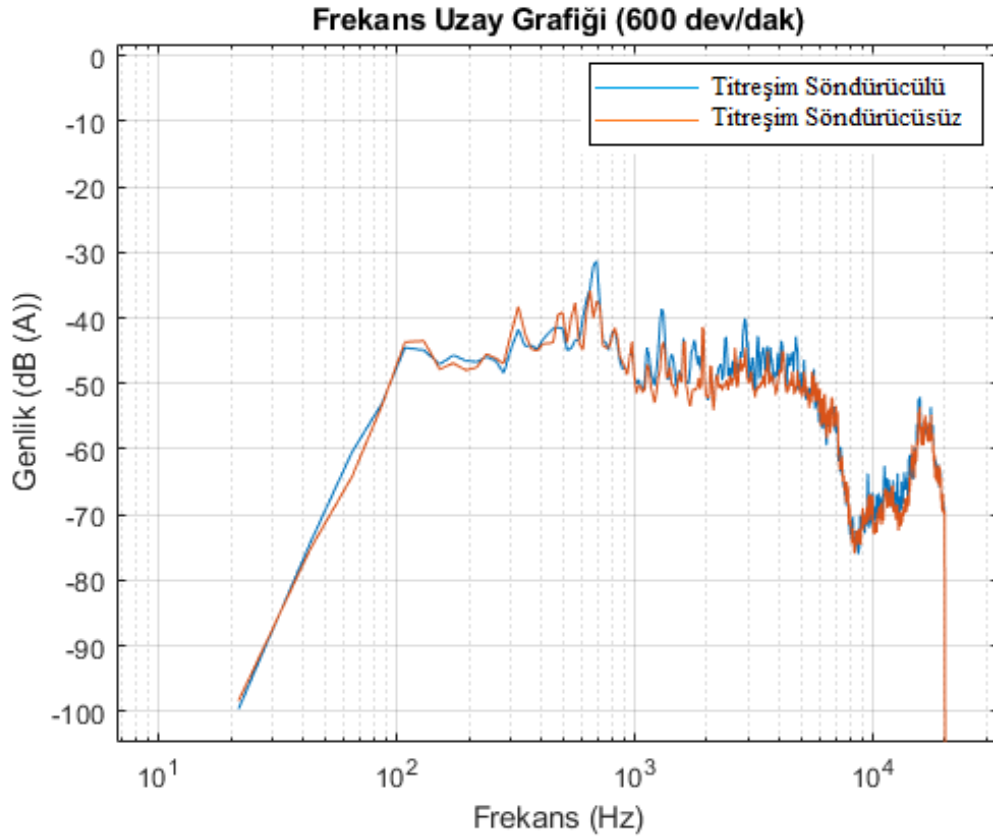


Şekil 5.8: Titreşim söndürücü kütle-yay eklenmiş proseslerde ses seviyesi ölçümü (dB)

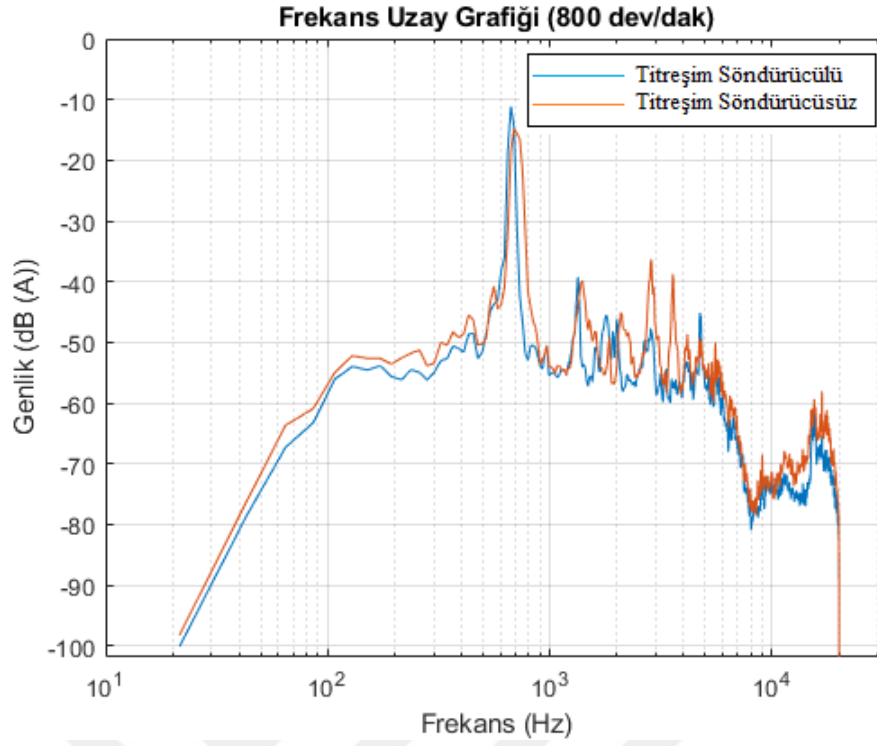
(a: 600 dev/dak, b: 8000 dev/dak, c: 1000 dev/dak, d: 1200 dev/dak)

Tornalama esnasında dijital ses seviyesi ölçüm aleti ile alınan sonuçlar Şekil 5.7 ve Şekil 5.8’de verilmiştir. Alınan gürültü oranlarının ses kayıtlarının bilgisayarda işlenmesi ile elde edilen grafikler ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Titreşim söndürücü kütle-yay ilave edilmeden önceki proseslerde yüksek olan gürültü seviyesi, titreşim söndürücü kütle-yay ilave edildikten sonraki proseslerde düştüğü görülmektedir.

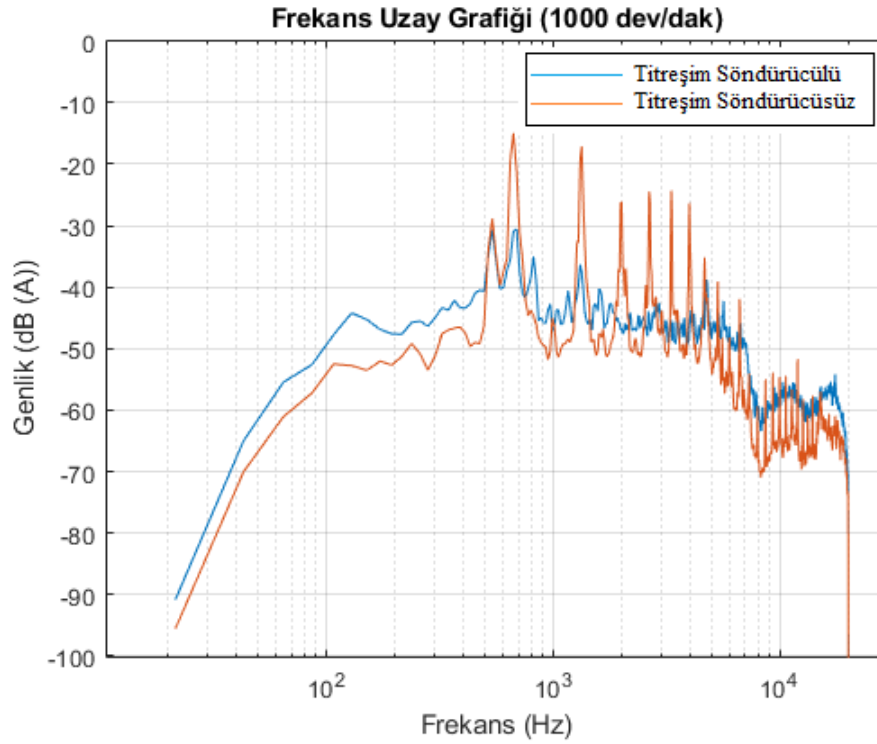
5.4. Frekans Uzak Grafiklerinin Değerlendirilmesi



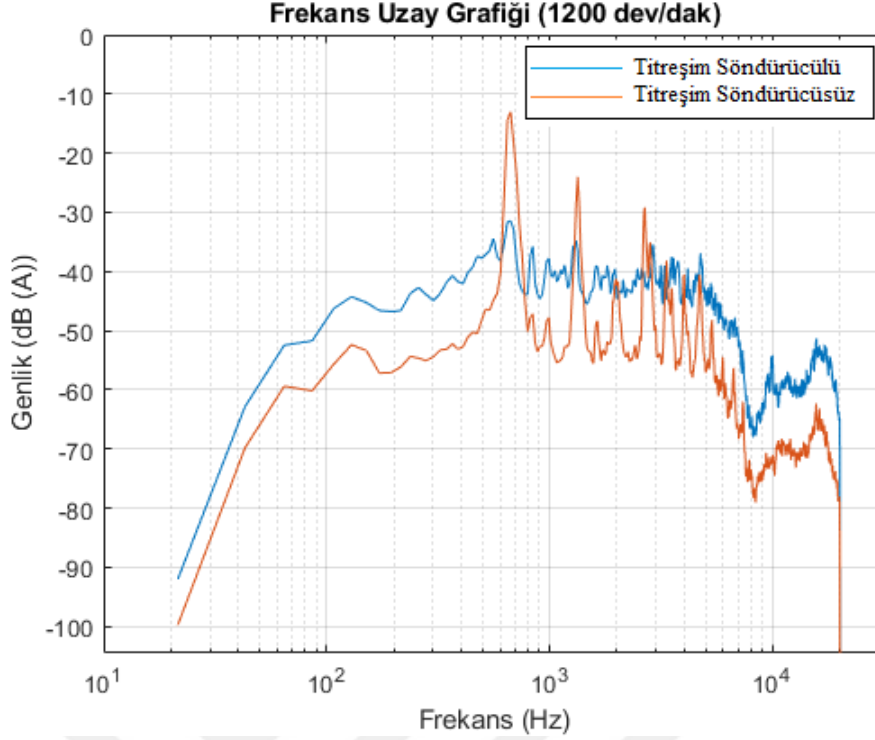
Şekil 5.9: Takımın 600 dev/dak’da frekans uzak grafiği



şekil 5.10: Takımın 800 dev/dak'da frekans uzak grafiği



şekil 5.11: Takımın 1000 dev/dak'da frekans uzak grafiği



Şekil 5.12: Takımın 1200 dev/dak'da frekans uzay grafiği

Titreşim söndürücü kütle-yay eklenmeden önceki proseslerde belirgin ve sivri pikler göze çarparken n: 600 dev/dak 'da titreşim olmadığından dolayı belirgin bir frekans gözlemlenmemiştir. n:800 dev/dak 'da 689 Hz, n:1000 dev/dak 'da 667.5 Hz ve n:1200 dev/dak 'da 667 Hz frekans uzayı bulunmuştur. n:1000 dev/dak ve n:1200 dev/dak kesme şartlarında aynı frekans görülmekte olup genlikler farklı olmuştur.

Titreşim söndürücü kütle-yay eklendikten sonraki denemelerde n:600 dev/dak 'lık proseste titreşim görülmediği için yine sivri piklerin olmadığı gözlemlenmiştir. n:800 dev/dak 'lık kesme şartında titreşim meydana gelmiş ve titreşim söndürücü takıldıktan sonra dahi zorlama frekansında sivri pik görülmüştür. Özellikle kesme şartı n: 1000 dev/dak ve n:1200 dev/dak olan proseslerde pik noktalarının daha düşük genliklere gerilediğini ve grafiklerdeki piklerin neredeyse eşit şekilde dağıldığı gözlemlenmiştir.

Titreşim söndürücü kütle-yay ilave edildikten sonraki n:800 dev/dak kesme şartında görülen grafiğin titreşim sönümleyici kütle-yay eklenmemiş duruma benzerlik göstermesi proses esnasında bir miktar titreşim yapığının göstergesidir. Diğer iki proseste çok düşük olan tırlama seviyesi bu proseste biraz kendini göstermekte olup görsel ve ses sinyalleri grafiğinde de bu sonucu görmek mümkündür.

5.5. Yüzey Pürüzlülüklerinin Değerlendirilmesi



Şekil 5.13: Titreşim söndürücü kütle-yay eklenmemiş proseslerde yüzey pürüzlülüğü ölçümü (Ra - μm)
(a: 600 dev/dak, b: 8000 dev/dak, c: 1000 dev/dak, d: 1200 dev/dak)



Şekil 5.14: Titreşim söndürücü kütle-yay eklenmiş proseslerde yüzey pürüzlülüğü ölçümü (Ra - μm)
(a: 600 dev/dak, b: 8000 dev/dak, c: 1000 dev/dak, d: 1200 dev/dak)

	Titreşim sönümleyici ilave edilmemiş takımla elde edilen yüzey (Ra)	Titreşim sönümleyici ilave edilmiş takımla elde edilmiş yüzey (Ra)
n: 600 dev/dak	1.033 μm	1.569 μm
n: 800 dev/dak	6.504 μm	2.077 μm
n: 1000 dev/dak	5.917 μm	0.976 μm
n: 1200 dev/dak	13.27 μm	0.784 μm

Çizelge 5.1: Deney sonucundaki yüzey pürüzlülük değerleri

Titreşim söndürücü kütle-yay ilave edilmeden önceki proseslerde yüksek yüzey pürüzlülüğü gözlemlenmiştir. Burada devir yükseldikçe titreşimin arttığı ve yüzey pürüzlülük değerinin yükseldiği gözlemlenmiştir.

Titreşim söndürücü kütle-yay ilave edildikten sonraki proseslerde yüzey pürüzlülüğünde büyük oranda iyileşme gözlemlenmiştir. n: 800 dev/dak ‘lık prodesteki titreşimin sonucu yüzey pürüzlülük değerinde de gözlemlenmiştir. n: 1000 dev/dak ve n: 1200 dev/dak ‘lık proseslerde yüzey pürüzlülüğü titreşim görülmeyen n: 600 dev/dak ‘lık prosese çok yakın olarak llmřtir.



6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

6.1. Sonuçlar

	Titreşim Sönümleyici İlave Edilmemiş Sistem	Titreşim Sönümleyici İlave Edilmiş Sistem
Kesme devri (dev/dak)	n: 600 dev/dak	n: 600 dev/dak
Görsel sonuçlar		
Ortam Gürültüsü (dBA)	58.4	61.6
Yüzey Pürüzlülüğü (Ra, µm)	1.033	1.569
Ortalama ses sinyalleri genliği (dB)	0.2	0.2
- Denemeler esnasında titreşim sönümleyici takılmamış takımda da titreşim görülmemiştir. Devir çok düşük olduğu için takımı titreşime sokacak belirgin bir frekans uzayı olmadığı için takım kararlı bir şekilde kesme işlemini yapmıştır. - Bu her iki proseste sonuçlar birbirine çok yakın olduğu gözlemlenmiştir.		

Çizelge 6.1: n:600 dev/dak 'da elde edilen sonuçlar

	Titreşim Sönümleyici İlave Edilmemiş Sistem	Titreşim Sönümleyici İlave Edilmiş Sistem
Kesme devri (dev/dak)	n: 800 dev/dak	n: 800 dev/dak
Görsel sonuçlar		
Ortam Gürültüsü (dB)	72.5	69.7
Yüzey Pürüzlülüğü (Ra, µm)	6.504	2.077
Ortalama ses sinyalleri genliği	0.6	0.4
- Bu deneme esnasında titreşim sönümleyici takılmamış proseste titreşim görülmeye başlanmıştır. Titreşim sönümleyici ilavesi yapıldıktan sonra bir miktar iyileşme gözlemlenmiş olsa da tam anlamıyla titreşimin söndürülemediği gözlemlenmiştir. - Ortam gürültüsünde %3 iyileşme gözlemlenmiştir. - Yüzey pürüzlülük değeri Ra %69 oranında düşürülmüştür. - Ortalama ses sinyalleri genlikleri %33 oranında düşürülmüştür.		

Çizelge 6.2: n:800 dev/dak 'da elde edilen sonuçlar

	Titreşim Sönümleyici İlave Edilmemiş Sistem	Titreşim Sönümleyici İlave Edilmiş Sistem
Kesme devri (dev/dak)	n: 1000 dev/dak	n: 1000 dev/dak
Görsel sonuçlar		
Ortam Gürültüsü (dB)	72.8	63.4
Yüzey Pürüzlülüğü (Ra, μm)	5.917	0.976
Ortalama ses sinyalleri genliği	0.5	0.3
- Bu denemede titreşim sönümleyici takılmamış proseste titreşimin giderek arttığı açık bir şekilde görülebilmektedir. Titreşim sönümleyici ilavesinden sonra tam bir titreşim sönümleme meydana gelmiştir. - Ortam gürültüsünde %12 iyileşme gözlemlenmiştir. - Yüzey pürüzlülük değeri Ra %83 oranında düşürülmüştür. - Ortalama ses sinyalleri genlikleri %40 oranında düşürülmüştür.		

Çizelge 6.3: n:1000 dev/dak 'da elde edilen sonuçlar

	Titreşim Sönümleyici İlave Edilmemiş Sistem	Titreşim Sönümleyici İlave Edilmiş Sistem
Kesme devri (dev/dak)	n: 1200 dev/dak	n: 1200 dev/dak
Görsel sonuçlar		
Ortam Gürültüsü (dB)	71.8	62.2
Yüzey Pürüzlülüğü (Ra, µm)	13.27	0.784
Ortalama ses sinyalleri genliği	0.5	0.3
- Bu denemede titreşim sönümleyici takılmamış proseste titreşimin en yüksek olduğu deneme olduğu gözlemlenmiştir. Titreşim sönümleyici ilavesinden sonra tam bir titreşim sönümleme meydana gelmiştir. - Ortam gürültüsünde %13 iyileşme gözlemlenmiştir. - Yüzey pürüzlülük değeri Ra %94 oranında düşürülmüştür. - Ortalama ses sinyalleri genlikleri %40 oranında düşürülmüştür.		

Çizelge 6.4: n:1000 dev/dak 'da elde edilen sonuçlar

Bu çalışmada derin delik içi tornalama işlemlerinde karşılaşılan titreşim sorunu araştırılmıştır. Literatürde bu proseslerde alınan önlemler araştırılmış olup sisteme dinamik titreşim sönümleyici kütle-yay ilavesi irdelenmiştir. Dinamik titreşim sönümleyicinin temel ilkeleri, tasarımı, teorik hesaplamaları açıklanarak teorik bir dinamik titreşim sönümleyicinin nasıl hesaplanacağı açıklanmıştır. Bu çalışmanın sonunda, yapılan araştırmaların doğruluğunun tespiti için deneysel çalışma yapılmıştır. Yapılan deneyde henüz dinamik titreşim sönümleyici ilave edilmemiş kesici takım tutucuyla $n: 1000$ dev/dak, $ap: 0.5$ mm, $f: 0.05$ mm/dev kesme değerleri ile tornalama operasyonu yapılmış, proses sırasında titreşim gözlemlenmiş ve operasyon sırasında alınan ses kaydına FFT analizi yapılarak 667.5 Hz olan takımın maruz kaldığı frekans uzayı belirlenmiştir. Daha sonra doğal frekansı 665 Hz olan uygun bir dinamik titreşim sönümleyici tasarlanmış ve kesici takım tutucuya adapte edilmiştir. Titreşim sönümleyici kütle-yay ilave edilmiş ve ilave edilmemiş haliyle $n: 600$ dev/dak, $n: 800$ dev/dak, $n: 1000$ dev/dak, $n: 1200$ dev/dak, olmak üzere 4'er farklı kesme şartı altında takımın çalışması gözlemlenmiştir. Tasarımı yapılan titreşim söndürücü kütle-yay ilavesinin, prostesteki titreşimi azalttığı gözlemlenmiştir.

6.2. Öneriler

Bu bölümde, defalarca yapılan denemelerin ardından en iyi alınan sonuçlar verilmiştir. Deneyin tekrar yapılması durumunda aynı sonucun elde edilmesi yine bu parametrelerin uyumuna bağlıdır. Burada göz ardı edilen parametreler ve kullanılan malzemelerin aynı nitelikte olması gerekmektedir.

Burada göz ardı edilen ve malzemeye bağlı olan “ ζ ” sönüm katsayısı aynı nitelikte olmalıdır. Bu değer 3. Bölümde incelendiği üzere titreşimin karakteristiğini değiştirmemekle beraber genliğini azaltan bir unsur olduğundan dolayı aynı sonuçların elde edilmesi için malzeme dikkatle seçilmelidir.

Ortam gürültüsü, ses kaydı sırasında teknik gürültü ortaya çıkaracağından alınan frekans ve desibel değerlerini değiştirebileceği unutulmamalıdır. Hesaplama yapılacak olan kütle-yay özellikleri bu elde edilen frekans uzayına bağlı kalacağından dolayı deneyin buna uygun bir ortamda yapılması gerekmektedir.

Kullanılan kesici takımın malzemesi, kesici uç açıları, kaplaması, uç radyüsü ve talaş kırıcı formu gibi etkenler talaşlı imalat işlemini direkt olarak etkileyeceğinden yine bu hususun da dikkate alınması gerekmektedir.

İç parçasının rijit bir şekilde bağlanması, iş parçasının kendinden oluşacak titreşimleri bire bir etkileyeceğinden tornalama işlemi sırasında iş parçasının tüm yüzeyden tam boy ve rijit olarak bağlanarak, parçada oluşacak titreşimlerin minimize edilmesi zaruri bir durumdur.

İşlem yapılacak olan CNC torna tezgahının rijit bir yapıda olması beklenmektedir. Tezgah üzerinde oluşacak titreşimlerin takıma ve prosese yansıtacağı kesindir. Tezgahın zemin ile olan teması dolayısıyla diğer makinelerden gelen titreşimlere karşı duyarlı olacağından yine bu hususa da dikkat edilmelidir.

Sonuç olarak her ortamın, her tezgahın, her kesici ucun ve prosesi etkileyen her unsurun titreşimi etkileyen parametreler olduğunu düşünürsek bu tür çalışmalar yerinde yapılmalı ve tırlama titreşimini gidermek için prosese özel çalışmalar yürütülmelidir.



KAYNAKLAR

Banaz M. (2018), Anti-vibrasyon takımla yapılan delik içi tornalama işleminde kesme parametrelerinin optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, *Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya.

Bansal, A., & Law, M. (2018). A receptance coupling approach to optimally tune and place absorbers on boring bars for chatter suppression. *Procedia CIRP*, 77, 167-170.

Chockalingam, S., Ramabalan, S., Govindan K. (2019), Chatter control and stability analysis in cantilever boring bar using FEA, *Materials Today: Proceedings*.

Chuangwen X., Jianming D., Yuzhen C., Huaiyuan L., Zhicheng S., Jing X., (2017), The relationships between cutting parameters, tool wear, cutting force and vibration, *Advances in Mechanical Engineering*, 2018. Vol 10 (1) 1-14.

Daghini L. (2008), Theoretical and experimental study for tooling systems: Passive control of machining vibration, Lisans Tezi, *The Royal Institute of Technology*, Stockholm.

DTA Mühendislik Blog, <https://blog.dta.com.tr/fourier-donusumu-nedir/> [ziyaret tarihi 20.05.2022]

Günay M. (2003). Talaş kaldırma işlemlerinde kesici takım talaş açısının kesme kuvvetlerine etkisinin deneysel olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara.

Güngör O. (2011), Kesici takım titreşiminin gerçek zamanlı izlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta.

Ikłodi Z., Astarloa A., Dombovari Z., (2019), Vibration attenuation of boring bars with nonlinear control force. *15th International Conference on High Speed Machining*, HSM2019-32 3086-3092

Kashyzadeh, K. R., & Ostad-Ahmad-Ghorabi, M. J. (2012). Study of Chatter Analysis in turning tool and control methods—A Review. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 2(4), 1-5.

Kazancı M.V. (2013), Active vibration control of a cantilever beam, Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi*, İstanbul.

Li L., Sun B., Hua H. (2019), Analysis of the vibration characteristics of a boring bar with a variable stiffness dynamic vibration absorber. *Shock and Vibration*, vol.2019 Article ID: 5284194.

Marui E., Ema S., Kato S., (1983), Chatter vibration of lathe tools. Part 1: General characteristics of chatter vibration. *Journal of Engineering for Industry*. Vol 105, 100-106.

Östling, D., Jensen, T., Tjomsland, M., Standal, O., & Mugaas, T. (2018). Cutting process monitoring with an instrumented boring bar measuring cutting force and vibration. *Procedia CIRP*, 77, 235-238.

Östling, D., & Magnevall, M. (2019). Modelling the dynamics of a large damped boring bar in a lathe. In *17th CIRP Conference on Modelling of Machining Operations, CIRP CMMO, Sheffield, 13 June 2019 through 14 June 2019* (Vol. 82, pp. 285-289). Elsevier BV.

Petterson L. (2002), Vibrations in metal cutting, measurment, analysis and reduction, Lisans Tezi, *Blekinge Institute of Technology*, Ronneby.

Sandvik Coromant Silent Tools, https://www.sandvik.coromant.com/tr-tr/products/silent_tools_turning/ [ziyaret tarihi: 04.01.2021]

Sentyakov K., Peterka J., Smirnov V., Bozek P., Sviatskii V., (2020), Modeling of boring mandrel working process with vibration damper, *MDPI Materials* 2020, 13, 1931

Siddhpura M., Paurobally R. (2012), A review of chatter vibration research in turning. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 61 (2012) 24-47

Singiresu, S. R. (1995). *Mechanical vibrations*. Boston, MA: Addison Wesley.

Sorby K. (2016), Development and optimization of vibration-damped tool holders for high length-to-diameter boring operations. *High Speed Machinig Conference*. 2016; 2:51-58

Sørby, K., & Østling, D. (2018). Precision turning with instrumented vibration-damped boring bars. *Procedia CIRP*, 77, 666-669.

Sortino, M., Totis, G., Prosperi, F., (2012), Modeling the dynamic properties of conventional and high-damping boring bars, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 34 (2013) 340-352

Tekaüt İ. (2008), Takım tezgahlarındaki kesici takım titreşiminin yüzey pürüzlülüğüne etkisi, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara.

Türkeş E., Orak S., Neşeli S., Yıldız S. (2011), A new process damping model for chatter vibration, *Measurment*, 44 (2011) 1342-1348.

Umbert S. M. (2017), Cutting forces in turning operations, Lisans Tezi, *Norweigan University of Science and Technology*.

Yang, Y., Gao, H., Ma, W., & Liu, Q. (2020). Design of a turning cutting tool with large length–diameter ratio based on three-element type vibration absorber. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, 234(6-7), 1032-1043.

Zeqiri, F. (2018), İncinel 625 Tornalama İşleminde Kesme Kuvvetleri, Kesici Kakım Aşınması ve Yüzey Pürüzlülüğüne Etkiyen Parametrelerin Deneysel Araştırılması ve Matematiksel Modellenmesi, Doktora Tezi, *Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*.

Zdraveski, F., & Donceva, E. (2016). Mathematical model of dynamic vibration absorber-response prediction and reduction. *Annals of the Faculty of Engineering Hunedoara*, 14(1), 31.

