

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ASANSÖR TAHRİK GRUBU İÇİN SES ANALİZİ
İLE DURUM DENETLEMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Hakan UZUNOĞLU

ANABİLİM DALI : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

PROGRAMI : KONSTRÜKSİYON

MAYIS 2003

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ASANSÖR TAHRİK GRUBU İÇİN SES ANALİZİ
İLE DURUM DENETLEMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Hakan UZUNOĞLU
(503011069)**

Tez Danışmanı : Doç. Dr. C. Erdem İMRAK

MAYIS 2003

ÖNSÖZ

Tez konumun seçiminden tezimi teslim ettiğim tarihe kadar desteğini esirgemeyen Doç. Dr. C. Erdem İMRAK'a, dişli çarklar konusunda Dr. Müh. M. Cüneyt FETVACI'ya ve test teçhizatını hazırlayarak tezin deneysel aşamasında büyük katkılar sağlayan ASRAY A.Ş. firmasına ve Sefa TARGIT'a teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca eğitim öğretim hayatım boyunca maddi manevi desteklerini esirgemeyen Ailem'e sonsuz teşekkürler ederim.

Mayıs 2003

Mak. Müh. Hakan UZUNOĞLU

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	VI
TABLO LİSTESİ	VII
ŞEKİL LİSTESİ	VIII
SEMBOL LİSTESİ	IX
ÖZET	XI
SUMMARY	XII
1. GİRİŞ	1
1.1. Çalışmanın Amacı	1
2. DIŞLI ÇARKLARDA OLUŞAN HASARLAR VE TİTREŞİM	4
2.1. Dişli Çarklarda Oluşan Hasarlar	4
2.2. Dişli Çark Mekanizmalarında Titreşim ve Gürültü	8
2.3. Temel Dişli Teorisi	9
2.3.1. Diş profili	9
2.3.2. Eşlenik etki	9
2.3.3. Asal sayı teorisi	10
2.4. Titreşim Analizi	11
2.4.1. Dişli çarkların kavrama frekanslarının hesaplanması	11
2.4.2. Dişli kavramasının harmonikleri	11
2.4.3. Dişli kavrama frekansı üzerinde yük etkisi	12
2.4.4. Diğer dişli hasar frekansları	12
2.4.4.1. Kenar bantları	12
2.4.4.2. Dişli rezonansı	12
2.4.4.3. Diş frekans dalgalanması	12
2.4.4.4. Kırık diş	13
2.4.4.5. Duyulabilir gürültü	13
2.5. Endüstriyel Gürültü	13
2.5.1. Ses ve gürültü	13
2.5.2. Makinaların ses gücü düzeylerinin bulunması	14
2.5.2.1. Dişli çarklarda gürültü	15
3. DURUM İZLEME YÖNTEMİ	17
3.1. Bakım Sistemleri ve Durum İzleme	17
3.1.1. Bakım sisteminin önemi	17
3.2. Bakım Faaliyetlerinin Sınıflandırılması	17

3.3. Bakım - Onarım Yöntemleri	18
3.4. Planlı Bakımın Amacı	18
3.4.1. Planlı bakımın yararları	19
3.5. Koruyucu Bakım Sistemi	19
3.5.1. Koruyucu bakımın gerekliliği	20
3.5.2. Bilgisayar destekli koruyucu bakım	22
3.6. Kestirimci Bakım Planlaması	22
3.6.1. Ölçüm ve analizin kestirimci bakım planlamasındaki önemi	23
3.6.2. Kestirimci bakım planlaması uygulamasının uygulamaları	23
3.6.3. Bilgisayar destekli kestirimci bakım planlamasının yararları	24
3.7. Durum İzlemeli Bakım Sistemi	24
3.7.1. Durum izlemesi yöntemleri	26
3.8. Durum İzleme Amacıyla Kullanılan İşaret Analizi Yöntemleri	26
3.8.1. İstatistiksel analiz	27
3.8.2. Spektral analiz	28
3.8.2.1. Güç spektrumu yoğunluğu	28
3.8.2.2. Koherens analizi	29
3.8.3. Zaman - frekans teknikleri	29
3.8.3.1. Kısa - zaman fourier dönüşümü	30
3.8.3.2. Dalgacık dönüşümü ve çok çözünürlüklü analiz	31
4.GÜRÜLTÜNÜN KONTROLÜ	34
4.1. Planlama ve Bakım İle Gürültü Kontrolü	34
4.1.1. İşlem ve tezgah seçimi	34
4.1.2. Fabrika içi yerleşim	34
4.1.3. İleriye dönük önlemler	35
4.2. Gürültü Kaynağının Örtülmesi İle Gürültü Azaltma	36
4.3. Bariyerlerle Gürültü Azaltma	39
4.4. Konstrüktif Önlemlerle Gürültü Azaltma	41
4.4.1. Dişli çarklarda gürültü ile ilgili kavramların tanımı	42
4.4.1.1. Dişli çarklarda kavrama oranı	42
4.4.1.2. Profil kavrama oranı	43
4.4.1.3. Helis kavrama oranı	44
4.4.2. Dişli imalat hatalarından doğan gürültünün azaltılması	45
4.4.2.1. Dişli profilleri üzerinde yapılabilecek düzeltmeler	45
4.4.2.2. Diş boşluğu	45
4.4.2.3. Dişli çarklarda pah açma	46
4.5. Gürültüsü Az Makina Konstrüksiyonları	47
5. YAPILAN ÇALIŞMALAR	51
5.1. Sonsuz Vida Mekanizması	51
5.2. Deneysel İncelemeler	52
5.2.1. Tahrik hattı modelinin detayları	52

5.3. Oluşturulan Hasarlar	53
5.4. Deney Setinin Kurulması ve Kullanılan Aletler	54
5.4.1. Sound Forge 6.0 ile basit bir ses kaydının yapılması	55
5.5. Deneysel Prosedür	57
5.6. Uygulama	59
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	62
KAYNAKLAR	64
EK A	66
EK B	70
ÖZGEÇMİŞ	103

ÖNSÖZ

Tez konumun seçiminden tezimi teslim ettiğim tarihe kadar desteğini esirgemeyen Doç. Dr. C. Erdem İMRAK'a, dişli çarklar konusunda Dr. Müh. M. Cüneyt FETVACI'ya ve test teçhizatını hazırlayarak tezin deneysel aşamasında büyük katkılar sağlayan ASRAY A.Ş. firmasına ve Sefa TARGIT'a teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca Ailem'e eğitim öğretim hayatım boyunca verdikleri maddi manevi destek için sonsuz teşekkürler ederim.

İstanbul, 2003

Mak. Müh. Hakan UZUNOĞLU

KISALTMALAR

DKF	: Dişli çarpma frekansı
OBMF	: Oktav bandı ölçme frekansı
OKEK	: Ortak katların en küçüğü
RPM	: Dakikadaki dönüş sayısı
CPM	: Dakikadaki çevrim sayısı
ÖGSY	: Öz güç spektral yoğunluk
ÇGSY	: Çapraz güç spektral yoğunluk
KZFD	: Kısa zaman fourier dönüşümü
AGS	: Anlık güç spektrumu (Tayfi)
DD	: Dalgacık dönüşümü
WVD	: Wigner – Ville dağılımı

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1.1. : Dişli çarklarda oluşan hasarların tipleri ve çeşitleri.....	3
Tablo 2.1. : Endüstride kullanılan bazı makinalar için çevirme katsayısı.....	15
Tablo 2.2. : Dişli kutularının ses gücü düzeylerinin oktav bantlarındaki değerleri.....	16
Tablo 4.1. : Genel metodik konstrüksiyon ile makina akustiği bilgisinin birleştirilmesi.....	49
Tablo 4.2. : Gürültüsü az konstrüksiyon işlem adımlarında ihtiyaç duyulan bilgiler.....	50
Tablo 5.1. : Baz alınan sistemlerin ölçüm değerleri.....	58
Tablo 5.2. : Farklı hasar durumları için ses basıncı düzeyleri.....	59

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1	: Hipoid pinyondaki normal aşınma.....	5
Şekil 2.2	: Helisel dişlideki orta derece aşınma.....	5
Şekil 2.3.a	: Bir dişli çarktaki tahrip edici aşınma.....	6
Şekil 2.3.b	: Tahrip edici aşınmanın şematik gösterimi.....	6
Şekil 2.4.a	: Helisel dişlide ilk kavlama.....	7
Şekil 2.4.b	: Konik dişlide orta dereceli bir kavlama.....	7
Şekil 2.5	: Bir düz dişli çarkın dişindeki aşındırıcı aşınma.....	7
Şekil 2.6.a	: Taban dairesinde meydana gelen diş kırılmaları, ani yükleme.....	7
Şekil 2.6.b	: Taban dairesinde meydana gelen diş kırılmaları, yorulma.....	7
Şekil 2.7	: Helisel bir dişlide oluşan kırılma.....	8
Şekil 2.8	: Düz bir dişlide diş dibinden başlayan ve ilerleyen çatlak.....	8
Şekil 2.9	: Eş çalışan dişliler.....	10
Şekil 2.10.a	: Akselerometre.....	11
Şekil 2.10.b	: Desibel ölçer.....	11
Şekil 3.1	: Endüstride bakımın önemi.....	17
Şekil 3.2	: İmalat ve duruş zamanlarına göre bakımın yöntemleri.....	18
Şekil 3.3	: $C_0(n)$ 'nin iki ölçeğe ayrıştırılması.....	33
Şekil 4.1	: Hücre uygulaması ile gürültü kontrolü.....	37
Şekil 4.2	: Gürültü kaynağının örtülmesi ile gürültü kontrolü.....	38
Şekil 4.3	: 880 Tonluk bir soğutucunun gürültü kontrolü sonuçları.....	39
Şekil 4.4	: Bariyerlerle akustik gölge elde edilmesi.....	39
Şekil 4.5	: Bariyer ve ses kaynağı.....	40
Şekil 4.6.a	: Bariyerin yansıtıcı tavanlı odalardaki etkisi.....	41
Şekil 4.6.b	: Bariyerin ses yutucu tavanlı odalardaki etkisi.....	41
Şekil 4.7	: Değişik devir sayılarında helis açısının gürültüye olan etkisi.....	44
Şekil 4.8	: Dişlilere uygulanan pah işlemleri.....	46
Şekil 5.1.a	: Silindirik sonsuz vida.....	51
Şekil 5.1.b	: Globoid sonsuz vida.....	51
Şekil 5.2	: Silindirik sonsuz vida ve globoid sonsuz vidanın teknik resmi.....	52
Şekil 5.3	: Asansör tahrik hattının teknik resmi.....	53
Şekil 5.4	: Asansör tahrik hattının resmi.....	53
Şekil 5.5	: Sound Forge 6.0 Programının açılması.....	55
Şekil 5.6	: Kayıt ekranının açılması.....	55
Şekil 5.7	: Kaydın yapılması.....	56
Şekil 5.8	: Dosyanın kaydedilmesi.....	56
Şekil 5.9	: İstatistik ve playmeter pencerelerinin birlikte gösterimi.....	58
Şekil 5.10	: Test teçhizatının şematik gösterimi.....	59
Şekil 5.11	: A durumu.....	60
Şekil 5.12	: B durumu.....	60
Şekil 5.13	: C durumu.....	61
Şekil 5.14	: D durumu.....	61

SEMBOL LİSTESİ

c	: Çarpıklık
d_{01}	: Diş dibi çapı
e	: Kavrama uzunluğu
F	: Makinanın türüne bağlı çevirme katsayısı
g	: Boşluk
H	: Hatve
HP	: Güç (beygir gücü cinsinden)
IL	: Gürültü kaybı
i_{12}	: Çevrim oranı
k	: Basıklık
K_f	: Ses gücü düzeyi sabiti
L_w	: Ses gücü düzeyi
L_{po}	: Hücre uygulamasından önceki ses basıncı düzeyi
L_{p2}	: Hücre uygulamasından sonraki ses basıncı düzeyi
M	: Hücre duvarlarının ortalama ses iletim katsayısı
m	: Dişli çarkın modülü
n	: Devir sayısı
p_a, p_n	: Sonsuz vidanın eksenel ve normal taksimatı
R	: Alıcıya olan uzaklık
$S_{xx}(f), S_{xy}(f)$	: Öz güç spektral yoğunluk
T	: Dizideki toplam eleman veya örnek sayısı
t	: Taksimat
t_a, t_n	: Helisel dişli çarkın alın ve normal taksimatı
W	: Makinanın yaklaşık ses gücü
W_m	: Makinanın gücü
x_i	: Süreç işaretleri
$x(t), y(t)$	: Rastlantı işaretleri
Y	: Bariyerin yüksekliği
z	: Diş sayısı
z_F	: İtibari diş sayısı
β_{01}, β_{02}	: Eğim açıları
γ_0	: Helis açısı
γ_{xx}, γ_{xy}	: Koherens fonksiyonu
δ	: Kesişme açısı
Δf	: Frekans çözünürlüğü
Δt	: Örnekleme zamanı
ε_β	: Helis kavrama oranı
ε_a	: Profil kavrama oranı
θ	: Ortalama
λ	: Dalga boyu
μ	: Verim

σ : Standard sapma
 τ : Hücrenin iç yüzeylerinin ortalama ses yutma katsayısı

ASANSÖR TAHRİK GRUBU İÇİN SES ANALİZİYLE DURUM DENETLEMESİ

ÖZET

Bu çalışmada, kesintisiz üretim ve ürün kalitesinin en büyük hedefler haline geldiği endüstride, oluşan hasarların erken teşhisi ile bu hedeflere ulaşmada en başarılı yol olan durum izlemeli bakım programı ve ses analizinin koordinasyon halinde kullanılmasıyla elde edilen sistemin, asansörlerin tahrik sistemleri üzerindeki uygulaması anlatılmıştır.

Çalışma 6 ana bölümden oluşmaktadır.

İlk bölümde; çalışmanın amacı ve dişli çarklardaki hasarların ve nedenlerinin çeşitliliği anlatılmıştır.

Sonraki bölümde; dişli çarklardaki hasarlar, titreşim ve gürültü ele alınmıştır. Ayrıca özellikle dişli çarklarda makine ses gücü düzeylerinin bulunması anlatılmıştır.

Üçüncü bölümde; önemli bakım sistemleri genel olarak anlatılmış ve son olarak verilen durum izlemeli bakım sisteminin üstünlükleri üzerinde durulmuştur. Ayrıca bu bölümde durum izleme amacıyla kullanılan işaret analizi yöntemleri de kısaca anlatılmıştır.

Dördüncü bölümde; gürültünün kontrol edilebilmesi için kullanılan çeşitli yöntemler üzerinde durulmuştur.

Beşinci bölümde; deney safhasında yapılan çalışmalar, deney teçhizatı ve deneysel çalışma anlatılmıştır.

Son bölümde ise yapay sinir ağları yönteminin hali hazırda kullanılan en verimli yöntem olduğu anlatılmış ve bu sistemin erken teşhis konusunda önerilebilecek en verimli sistem olduğu üzerinde durulmuştur.

CONDITION MONITORING FOR ELEVATOR DRIVE UNIT USING SOUND ANALYSIS

SUMMARY

In this study, the early diagnosis of the failures that occur in industry where the quality of the product is considered to be the utmost target and the condition monitored maintenance system that is the most successful way of attaining that target have been pointed out, including the system that is fulfilled through the cooperative use of the sound analysis and its application on the drive systems of elevators.

The study consists of 6 chapters.

In the first chapter, the purpose of the study and the variety of gear failures and their causes have been stated.

In the next chapter, gear failures, vibration and noise have been related. In addition, the estimation of the machine noise levels, particularly in gears, has been explained.

In the third chapter, significant maintenance systems have generally been described and consequently the superiorities of the relevant maintenance systems with condition monitoring have been defined. Moreover, in this part, the methods of sign analysis that is used for condition monitoring have shortly been explained.

In the forth chapter, various techniques that are used for controlling the noise have also been stated.

In the fifth chapter, the studies having been made during the experiment phase, experiment equipment and experimental procedure have been illustrated.

In the last part, it has been affirmed that the method of artificial neural network is the most efficient method, the usage of which can be recommended in terms of early diagnosis.

1. GİRİŞ

1.1. Çalışmanın Amacı

Genellikle bir makinada hasar oluşunca makina parçaları hızlanmada, basınçta, uzama özelliklerinde farklılaşmaya bağlı olarak sağlam makina elemanına göre değişik şekillerde sinyaller yayarlar. Makinanın en iyi halde çalışması için hasar teşhisi gibi teknikler kullanılmak zorunda kalınmıştır. Bir makinayı teşhis etmek içteki parçalara ulaşılması için demontaj gerektiğinden ilgili dış bilgilerin analiz edilerek hakkında bilgi edinilmesi istenen iç parçaların hali hakkında karar verebilmek demektir. Hasarın aciliyeti makinadan gelen sinyallerdeki değişimlerle gözükabilir. Dişli kutusu veya rulmanlı yatak gibi hareketli makina elemanlarında bu sinyaller hata teşhisi için yaygın olarak kullanılır. Bunun nedeni bir makina veya yapısal bileşen iyi durumdaysa, titreşim profilinin normal özellikler göstermesi ve aksi halde yani hasar oluştuğunda bunun büyük miktarlarda değişecek olmasıdır.

Endüstriyel süreçlerde çok geniş bir kullanım alanı olan dişli çarklarda oluşan arızaların erken belirlenmesi, süreç güvenilirliği ve ekonomikliği açısından son derece önemlidir. Bu nedenle, öngörülü bakım (Predictive Maintenance) amaçlı durum izleme (Condition Monitoring) çalışmaları, makina durum bilgisinin ortaya çıkartılmasının temelini oluşturur. Ayrıca bakım teknolojisinin gelişim sıralaması ise düzeltici bakım, periyodik ya da zaman tabanlı bakım ve öngörülü ya da durum tabanlı bakım şeklinde verilebilir.

Düzeltilici bakım ya da arıza sonrası bakım eleman arızalandığında yapılan bakımdır. Bir otomobilde kırık fan kayışının değiştirilmesi, bir su sızıntısı olduktan sonra çatının tamir edilmesi, bir basınç algılayıcısının hatalı okumalar gösterdiğinde değiştirilmesi ya da yeniden kalibrasyonu örnek olarak verilebilir. Periyodik veya zaman tabanlı bakım bir sistemdeki teknik elemanlara ait özelliklerin olması gereken durumu korumak için alınan önlemler topluluğudur. Düzenli ve periyodik olarak yapılan bu işlemler için bir periyodik bakım planının hazırlanması, bu işlemlerin yürütülmesi ve işlemlerin

sonucundan gerekli yerlerin haberdar edilmesi periyodik bakımın ana unsurlarıdır. Bir aletin periyodik olarak yapılan kalibrasyonu, filtrelerin periyodik olarak yerleştirilmesi, yapımçı firma tarafından belirlendiği üzere bir otomobildeki motor yağının değiştirilmesi örnek olarak verilebilir.

Öngörölü veya durum izlemeli bakım bir elemanın performans parametrelerinin sürekli veya periyodik olarak izlenmesi ve bunların daha önceden belirlenmiş limitlerle karşılaştırılması esasına dayanır. Bu limitler uyarı veya alarm seviyeleri olabilir. Bu yolla sürecin çalışmasını devam ettirebilmek için ne çeşit bir önlem alınacağı saptanır. Bu, bakımın gerektiği zaman gerçekleştirilmesi olup, durum tabanlı bakım zamana bağlı değildir. Bir elemanın davranışındaki başlamakta olan değişiklikleri tespit etmek ve zamanında problemi düzeltmek ise bu tür bakımın stratejisini oluşturur. Bu tür bakımın gerçekleştirilebilmesi amacıyla endüstriyel sistemdeki elemanlar için durum izleme çalışmaları yapılır ve elemanların arıza başlamadan önce hangi karakteristik özellikler gösterdiği belirlenir. Gelişmekte olan bir arızayı gösteren bu karakteristik özelliklerden yararlanarak sistemdeki elemanlar gerektiği zaman devreden çıkartılır ve bakıma alınır. Böylece sistemdeki ani kesintiler önlenerek sistemin daha güvenilir ve ekonomik bir şekilde işletimi söz konusu olur. Bu anlamda öngörölü ve durum tabanlı bakım teknolojileri 1980'lerden beri üçüncü kuşak olarak isimlendirilen teknoloji grubu içerisinde yer alır. Bu teknoloji grubundaki yaklaşımlarda en fazla kullanılan yöntemlerden biri ise spektral analiz yöntemi olup bu yolla makina durum bilgisi frekans tanım bölgesinde kolayca ifade edilebilir. Ayrıca durum bilgisi, zaman serisi şeklindeki verilerin istatistiksel analizi yoluyla da elde edilebilir. Ancak daha güvenilir ve duyarlı izleme çalışmaları için yeni tekniklere gereksinim duyulduğundan bu amaçla son senelerde birçok mühendislik alanında başarıyla uygulanmış olan dalgacık dönüşümleri, makina durum izleme alanında da kullanılmıştır . Literatürde ise, endüstriyel uygulamalarda kullanılan dişli kutularının arıza belirleme çalışmalarında kullanılmış birçok durum izleme çalışması gerçekleştirilmiştir. Dişli çarklarda oluşan hasarların tipleri ve çeşitleri Tablo 1.1'de görülmektedir. Oluşan hasarların çok çeşitli olması ve çok farklı nedenlerden meydana gelmesi öngörölü ve durum tabanlı bakım çalışmalarının hayati önem taşıdığını göstermektedir.

Tablo 1.1. Dişli çarklarda oluşan hasarların tipleri ve çeşitleri üzerine
istatistiksel bir rapor [1]

Hasarların Çeşitleri, %		
Kırılmalar, toplam		61.2
Yorulma Kırılması, dişlerde	32.8	
Yorulma Kırılması, çapta	4.0	
Aşırı yükleme kırılması, dişlerde	19.5	
Aşırı yükleme kırılması, çapta	0.6	
Talaş şeklinde yontulma, dişlerde		4.3
Yüzey Yorulması, toplam		20.3
Karınçalanma	7.2	
Ufak taşlar şeklinde yontulma	6.8	
Her iki durumunda var olduğu durumlar	6.3	
Aşınma, toplam		13.2
Aşındırıcı aşınma	10.3	
Yapışkan aşınma	2.9	
Plastik akma, toplam		5.3
Hasarların Nedenleri, %		
Bakımla ilgili nedenler, toplam		74.7
Uygun olmayan montaj	21.2	
Uygun olmayan yağlama	11.0	
Sürekli aşırı yükleme	25.0	
Şok yükleme	13.9	
Rulman hasarı	0.7	
Yabancı malzeme	1.4	
Teknisyen hatası	0.3	
Yanlış taşıma	1.2	
Isıl işlem, toplam		16.2
Aşırı sertlik	0.5	
Yetersiz sertlik	2.0	
Derin sementasyon	1.8	
Yetersiz sementasyon	4.8	
Uygun olmayan sertleştirme	5.9	
Uygun olmayan temperleme	1.0	
Çarpılma	0.2	
Tasarımla ilgili nedenler, toplam		6.9
Uygun olmayan tasarım	2.8	
Uygun olmayan malzeme seçimi	1.6	
Uygun olmayan ısıl işlem seçimi	2.5	
İmalatla ilgili nedenler, toplam		1.4
Hadde izleri	0.7	
Takım izleri ve çentikleri	0.7	
Malzemelerle ilgili nedenler, toplam		0.8
Döküm kusurları	0.1	
Çelik kusurları	0.5	
Çelik alaşımlarında yanlış alaşım oranları	0.2	

2. DIŞLİ ÇARKLARDA OLUŞAN HASARLAR VE TİTREŞİM

2.1. Dişli Çarklarda Oluşan Hasarlar

Dişli çarklar, tahrik eden ve edilen birimler arasındaki hızları değiştirmek ve güç iletmek amacıyla kullanılırlar. Takım tezgahlarında, asansörlerde, araçlarda ve bunun gibi birçok yerde kullanılan dişli çarklar; çalışma koşullarından, yükleme koşullarından ve imalat veya operatör hatalarından ortaya çıkan çok sayıda hasara uğrarlar.

Bu hasarların en önemlileri aşınma, yorulma, plastik akma ve kırılma gibi hasarlardır. Bunların bazıları dişlinin konumlandığı makinanın verimini gözle görülebilir derecede azaltabilir ve hatta makinayı devre dışı bırakabilir.

Bu hasar çeşitlerinden dişli çarklarda kendini en çok ve değişik şekillerde gösteren hasar ise “aşınma”dır. Düşük hız, dizaynın gerektirdiği yükleme koşullarının üzerinde yükleme, çok yüksek sıcaklıklar, göreceli olarak sert ve düzensiz yüzeyler son olarakta kirli ve viskozitesi düşük yağ tabakaları metal – metal sürtünmesine neden olan etkenlerin en önemlileridir.

Yağlama dişli çarklarda birçok hasarı önleyebilen bir işlemdir. Pratikte tam bir yağ filmi elde etmek mümkün olamamasına rağmen yağlama sonucu oluşan yağ filmi dişler arasındaki basınç yüzünden farklı boşluklara kayabilir.

Zamanla kendini dişli yüzeylerinin cilalanmış gibi görülmesiyle gösteren aşınmaya normal aşınma denir. Şekil – 2.1’de karburize edilmiş ve sertleştirilmiş çelikten yapılmış pinyonun normal aşınması görülmektedir. Bu aşınma türüne, dişli çarklar cilalı bir görünüm aldığından cilalanma adı da verilir.



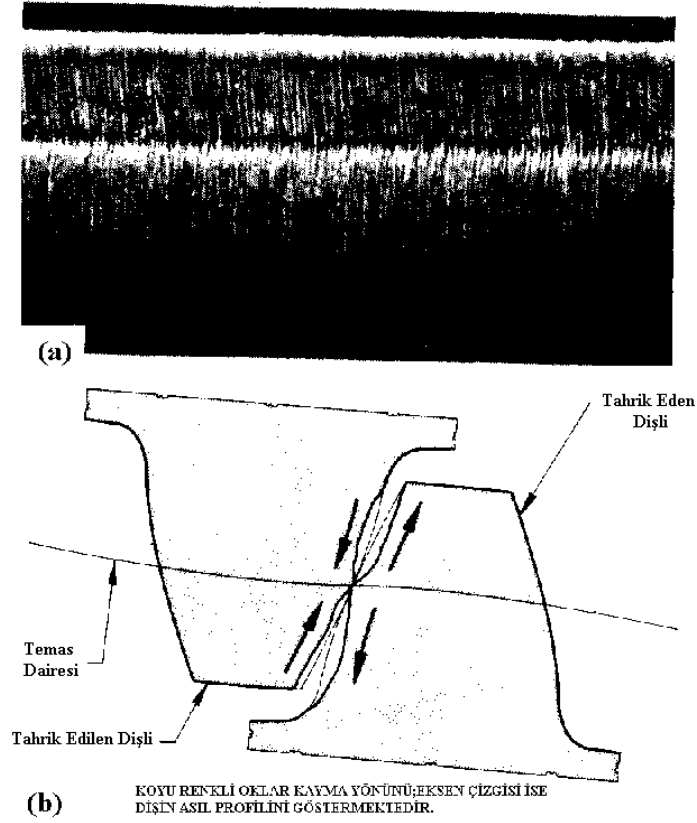
Şekil - 2.1. Karbürize edilmiş ve sertleştirilmiş çelikten yapılmış hipoid pinyonun normal aşınması (cilalanma)

Orta derece aşınma ise (şekil – 2.2); kendini normal aşınmaya göre daha hızlı malzeme kaybıyla gösterir. Fazlaca yüklenmiş dişli çarklarda görülür.



Şekil - 2.2. Sertleştirilmiş ve temperlenmiş çelikten imal edilmiş helisel dişli orta derecede aşınma

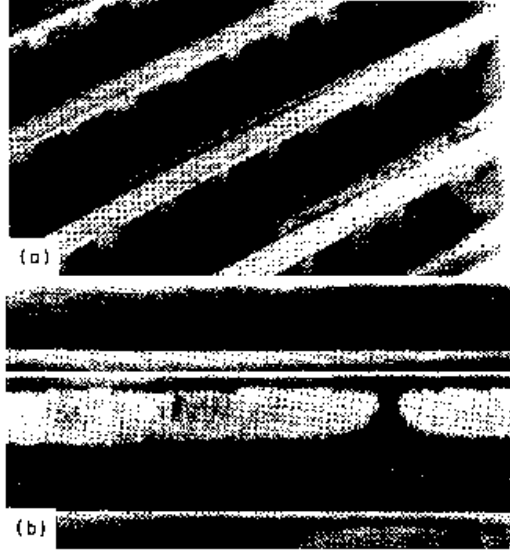
Bu aşınma, eğer önüne geçilmezse, tahrip edici aşınmanın başlangıcı olabilir. İlerleyen aşamalarda; yetersiz yağlama, düşük hız ve uygunsuz yükleme koşullarında tahrip edici aşınma meydana gelir.(Şekil – 2.3.)



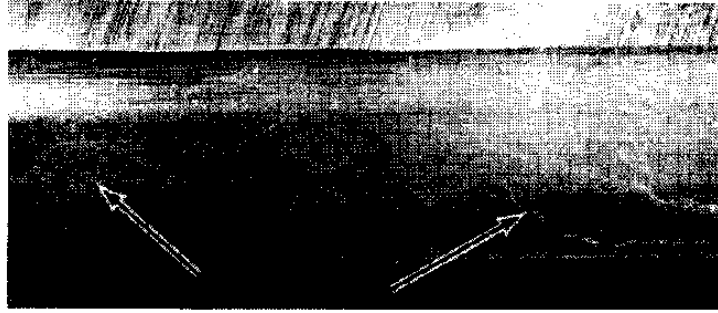
Şekil - 2.3. (a) Bir dişli çarktaki tahrip edici aşınma. (b) Tahrip edici aşınmanın diş profili üzerindeki etkisinin şematik gösterimi.

Dişli yüzeylerinde bıçak ile yontulmuş izlenimini veren kavlama (scoring) (Şekil – 2.4.); dişlerin eşleme hatası olarak ortaya çıkan çakışma aşınması ; yağlayıcıda bulunan aşındırıcı maddelerin neden olduğu aşındırıcı aşınma; yağlayıcı, su ve kirletici maddelerin dişli çarklarla kimyasal reaksiyonundan doğan aşındırıcı aşınma (Şekil – 2.5.),

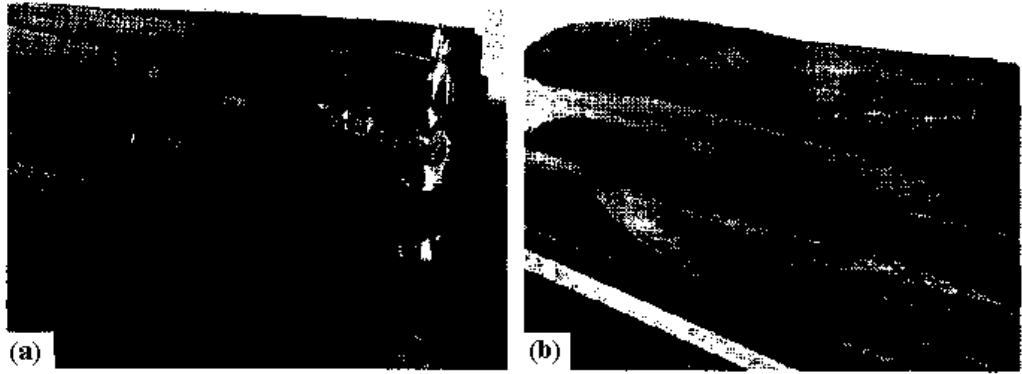
Küçük ve ince gofret veya mısır gevreği şeklinde parçaların yüzeyden kopması olarak bilinen flaking, çok yüksek sıcaklıklarda ortaya çıkan yanma, sürekli değişen yükleme koşulları ve eş çalışan dişli çarklardaki hız farklılıklarından doğan yorulma (Şekil – 2.6.), benzer nedenlerle ortaya çıkan kırılma (Şekil – 2.7.) ve çatlama (Şekil – 2.8.) gibi hasarlar dişli çarkları tehdit eden unsurlardır.



Şekil 2.4. a) Helisel dişlide ilk kavlama b) Konik dişlide orta dereceli bir kavlama



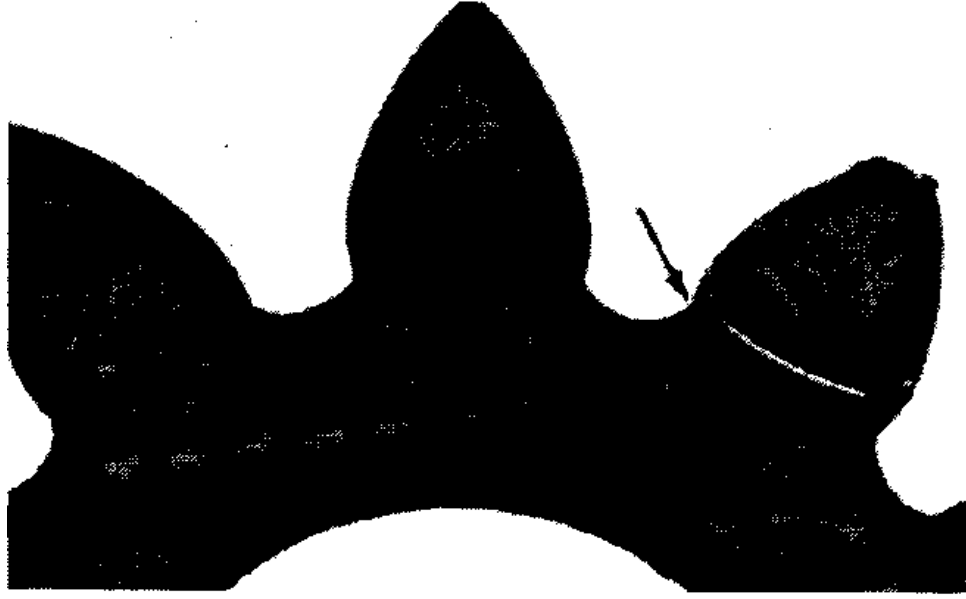
Şekil 2.5. Bir dişli çarkta oluşan aşındırıcı aşınma



Şekil 2.6. Taban dairesinde meydana gelen diş kırılmaları : (a) ani yüklemelerle, (b) yorulmayla



Şekil 2.7. Helisel bir dişlide oluşan kırılma



Şekil 2.8. Düz bir dişli çarkta diş dibinden başlayan ve ilerleyen bir çatlak

2.2. Dişli Çark Mekanizmalarında Titreşim ve Gürültü

Dişli çarkların imalatında hata kaynakları olarak bilinen kesici takım ve kesme işlemindeki statik, kinematik, termik hatalar sonucu ideal diş profili ve geometrik ölçülerden sapmalar meydana gelmektedir.

Bugün dişli mekanizmaları konstrüksiyonunda hızların ve güçlerin arttırılması önemli bir konudur. Böylece ortaya çıkan dinamik kuvvetler dolayısıyla dişli ömrü ve sakin çalışma (titreşimler ve gürültü) dişli çark mekanizmalarında konstrüktörleri en fazla meşgul eden problemlerdendir [2].

Titreşim analizi, dişli çarkların mekanik sağlığı hakkında konstrüktöre önemli bilgiler sağlayabilir. Dişli çarklar, tahrik eden ve edilen birimler arasındaki hızları değiştirmek ve güç iletmek amacıyla kullanılırlar. Dişli çarklar, belirli bazı dişli çark teorileri üzerine tasarlanır ve imal edilir. Dişli çarkların titreşimini anlamak en azından bazı temel dişli çark teorilerini bilmeyi gerektirir. Dişli çark teorisi anlaşıldığında, dişli kutusu arızaları titreşim analizi yoluyla daha kolay tanımlanabilir. Dişli çarkların titreşim analizinin başarılı olması için gereken en iyi algılayıcı, algılayıcı yeri ve ölçüm noktası seçimi anlamlı veri toplanması için gereklidir. Dişli çarklar genellikle endüstriyel uygulamalarda ihtiyaç duyulan hız ve güç iletim gereksinimlerini sağlama kabiliyetleri yüzünden kullanılır. Dişli çarklar hız değişimlerini ve moment iletimlerini kayma olmaksızın sağlarlar. Dişli çark tasarımları ölçülen titreşimlerine etki edebilen belirgin özelliklere sahiptirler. Çok sık olarak dişli çarklardaki hasarların teşhisinin çok karmaşık olduğu düşünülmektedir, fakat bir kısım dişli çark tasarım temelleri ve teknik terimlerinin anlaşılması ile dişli kutularındaki sorunlar daha basitçe giderilebilir [3].

2.3 Temel Dişli Teorisi

2.3.1 Diş Profili

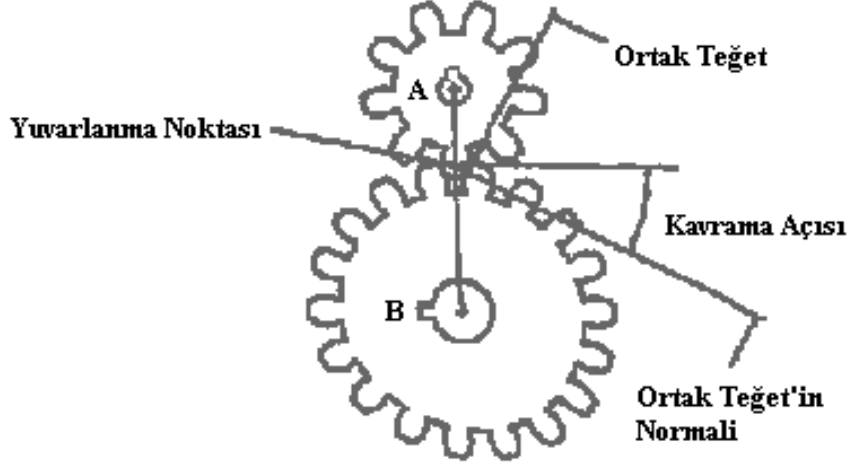
Dişli çarklar, diş profili denen aynı temel diş tasarımını kullanırlar. En iyi diş profili, dişli çarkın radyal yöndeki hızını sabit tutan profildir. Modern dişli çarklarda, en iyi çalışan diş profili, evolvent olarak bilinir. Evolvent tasarım, titreşim ve gürültü seviyelerini aşağıda tutarak fabrikasyon hatalarının dişli çarkların radyal hızları üzerindeki etkilerini en aza indirir.

2.3.2 Eşlenik Etki

Bir dişli kutusunun amacı, aşırı ses ve titreşimin en aza gücü ve hız değişimlerini sağlamaktır. Bu amacı gerçekleştirmek için tahrik dişlisinden gelen güç ortak teğete dik olan ve merkez çizgisiyle merkezi çakışan bir çizgi üzerinden iletilir [3].

Ortak teğet, birbirine geçen dişlilere teğet olan bir çizgidir. Kesişme noktasına yuvarlanma noktası denir. Her dişli dişinin yuvarlanma noktası dişliler arasındaki merkezden merkeze geçen çizginin üstünde olmalıdır. Yuvarlanma noktalarını

birleştiren daireye yuvarlanma dairesi adı verilir. Bu eş çalışma prensipidir (Şekil -2.9). Evolvent diş profilinin kullanımı, bu durumun daha kolay karşılanmasını sağlar.



Şekil – 2.9 Eş Çalışan Dişliler

2.3.3 Asal Sayı Teorisi

Dişlilerdeki diş sayıları bir dizi asal sayı çarpan olarak yazılabilir. Asal sayılar 1, 2, 3, 5, 7, 11, 13, 17, 19... örnek olarak; 10 rakamı asal çarpanlarına $1 \times 2 \times 5$ şeklinde, 26 rakamı asal çarpanlarına $1 \times 2 \times 13$ şeklinde bölünebilir. Asal sayılar bazı dişli hasarlarını ve frekans bileşenlerini anlamaya çalışılırken önem kazanır.

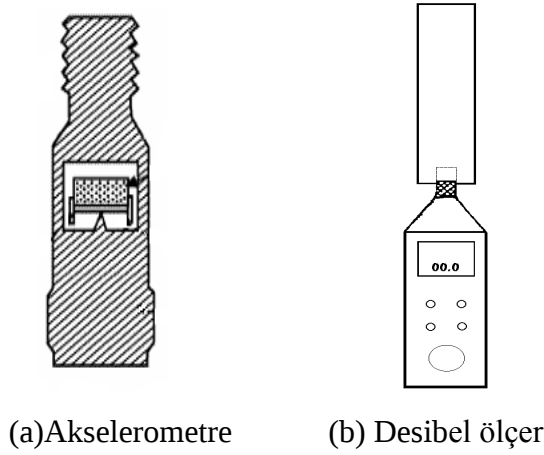
Her iki dişlide de ortak olan en büyük asal çarpan 1 olduğunda, tahrik eden dişlideki 1 diş, tahrik edilen dişlideki ilk diş ile yeniden kavramadan önce yine tahrik edilen dişlideki her dişliyle birbirine geçer. Eğer OKEK, 1'den büyükse, bazı dişler daha sık birbirine geçer ve bu dişli ömrünü azaltır. Ayrıca işleme hataları ve aşınma şekilleri, birbirine geçen dişliler arasında OKEK tabanlı hata frekanslarını gösterecek şekilde gelişecektir.

2.4 Titreşim Analizi

Hasar frekanslarının neredeyse hepsinin kaynağı, çoğunlukla, birbirine geçen iki dişlinin iletim hatasıdır. İletim hatası; işleme hataları, diş sapmaları, gevşeklik, eksantriklik veya gücün yuvarlanma noktası haricinde herhangi bir noktadan iletilmesine yol açacak bir nedenden meydana gelebilir.

2.4.1 Dişli Çarkların Kavrama Frekanslarının Hesaplanması

Dişli kavrama frekansı (DKF) en çok tartışılan dişli frekansıdır. Bununla beraber dişli kavrama frekansı kendi başına bir hasar frekansı değildir. Genliği değişebilmekte ancak dişli durumuna bağlı kalmaktadır. Dişlilerden gelen titreşimler akselerometreler (Şekil 2.9 a), sesler ise desibel ölçer (2.9 b) gibi aletler tarafından kaydedilerek analiz edilir.



Şekil 2.10

2.4.2 Dişli kavramasının harmonikleri

Dişlilerin hizasız olması karakteristik olarak olarak DKF'nin harmonikleri olarak gözükür. Bu hasarın eğilimi sırasında ikinci ve üçüncü harmonikler en önemlileridir. Eğer ikinci dişli kavrama harmoniği DKF'nin genliğinden büyükse dişli takımından çok fazla boşluk oluşması olasılığı büyüktür ve dişli dişleri kavrama işlemi boyunca iki kez darbe oluşabilir.

2.4.3 Dişli Kavrama Frekansı Üzerinde Yükün Etkisi

Dişli takımındaki yükün etkisinin mevcut hasara bağlı olarak DKF genliği üzerinde iki zıt etkisi vardır. Karşı etki, diş çok fazla boşluğa sahipse beklenebilir. Dişli aşındıkça ve birbirine geçen dişliler arasındaki boşluklar arttıkça çok fazla boşluk oluşur.

2.4.4 Diğer Dişli Hasar Frekansları

2.4.4.1 Kenar Bantları

Dişli analizinde, kenar bantları dişli hasarlarının tespiti sırasında çok değerli olabilir. Kenar bantları, DKF'nin her iki yanında frekanslar olarak gözükülecektir. Kenar bant

frekans boşlukları ya giriş ya da çıkış millerinin dönüş hızlarına eşit olacaktır. Kenar bantları en çok aşınma, gevşeklik ve eksantriklikten ortaya çıkar.

Kenar bantlarının varlığı önemlidir, bununla beraber DKF'a bağlı olan kenar bantlarının genliği DKF genliğinden daha önemlidir. DKF'a bağlı olan kenar bantlarının genliği DKF genliğine yaklaşırsa hasar ciddi olabilir.

2.4.4.2 Dişli Rezonansı

Dişli rezonans frekansının hesaplanması kolay değildir. Rezonans frekansları her yapıda doğal olarak oluşur. Fakat başka bir frekans rezonansı harekete geçirmediği spektral veride görülmez. Dişli kutularında dişlerin birbirlerine büyük bir güçle geçmesine neden olan aşırı gevşeklik ve eksantriklik problemleri makinada dişli rezonansı frekanslarının aşılmasına neden olan yüksek etkiye, vurma ve vuruş seviyelerine de sebep olacaktır.

2.4.4.3 Diş Frekans Dalgalanması

İmalat sırasında bir dişte hasar oluşursa, bu dişli kendisiyle ilişkili bir hasar frekansına sahip olacaktır. Bu diş frekans dalgalanması (DFD), diş tekrarlama frekansı dönme hızından düşük olduğundan senkron altıdır (Subsynchronous). Bu diş frekans dalgalanması, DKF'nin ürününe ve her bir dişlideki diş sayısının ürünleri tarafından bölünen kavrama dişlileri arasındaki OKEK'e eşittir.

$$DFD = (DKF \times OKEK) / ((Diş \text{ sayısı})_g \times (Diş \text{ sayısı})_ç) \quad (2.1)$$

Bu frekansın, eğer oluşursa, frekansı çok düşüktür ve kenar bant frekansı olarak hesaplansa bile sadece zarf demodülasyonu kullanılarak tespit edilebilir. Bazen diş frekans dalgalanması diş tekrarlama frekansına işaret eder.

2.4.4.4 Kırık Diş

Sadece spektral veriler kullanıldığında kırık bir dişin etkisini tespit etmek zordur. Kırılan dişe sahip dişlinin her bir devrinde bir titreşim oluşur. Bu titreşimin dalga şekli sinusoidal olmayacaktır. Fakat aynı sinusoidal gibi bir tepe noktası yapıp sonra her bir dönüşte aşağı düşecektir.

2.4.4.5 Duyulabilir Gürültü

Birçok dişli kutuları çok gürültülü çalıştıkları için problem olarak görülmesine rağmen, gürültü seviyeleri her zaman dişli durumunun iyi bir göstergesi değildir. Çok sık olarak DKF veya diğer dişli hasar frekansları dişli kutusu kapağının doğal rezonansını basitçe aşar. Bu, havadan yayılan gürültü seviyelerini önemli ölçüde arttırır. Bazen yağlama yağı birbirine geçen dişliler arasında sıkışır ve duyulabilir ses seviyelerinin yükselmesine neden olabilecek çok yüksek hızda dışarı atılmaya zorlanır [3].

2.5 Endüstriyel Gürültü

2.5.1 Ses ve Gürültü

Ses, dalgalar halinde yayılan bir enerji şeklidir. Sesin tanımını, “kulak tarafından algılanabilen elastik bir ortamdaki mekanik titreşimler ve basınç değişimi” olarak verebiliriz. Sesin doğuşu ve yayılması, ortamdaki parçacıkların titreşimi ve bu titreşimlerin komşu parçacıklara iletilmesiyle olur. Ortamdaki parçacıkların titreşmesiyle oluşan dalgalar, havada basınç değişiklikleri oluşturur. Bu basınç değişiklikleri kulak tarafından elektrik sinyallerine çevrilir ve beyin tarafından “ses” olarak algılanır. Hava basıncının değişme miktarına ses basıncı denir.

Gürültü, belirli bir şekilde ses olayı olarak tanımlanamayan, hoşla gitmeyen, istenmeyen, genellikle temel frekansına çok yakın yan frekansları olan, genlik ve frekansları statik olarak titreşen sinyallerdir. Ses nesnel bir kavramdır. Yani ölçülebilir ve varlığı kişiye bağlı olarak değişmez. Gürültü ise öznel bir kavramdır. Tanımından da anlaşılacağı gibi, bir sesin gürültü olarak nitelenip nitelenmemesi kişilere bağlı olarak değişebilir.

Bununla birlikte, birçok gürültü tipinin kuşkuyla yer vermeksizin herkes tarafından gürültü olarak kabul edilebileceği açıktır. Endüstriyel gürültü bu tip bir gürültüdür. Ayrıca çok yüksek sesli, hoşla gitse bile, işitme bakımından birçok fizyolojik ve psikolojik rahatsızlıklara dek uzanan zararlı etkisi nedeniyle kontrol edilmesi gerekir. Gürültünün ve sesin oluşumu, yayılması, transferi, emilmesi, ölçülmesi ve işlevi öğretisine de akustik adı verilir [3].

2.5.2 Makinaların Ses Gücü Düzeylerinin Bulunması

Bir makinanın ses gücü düzeylerinin bulunması için kullanılacak yöntem, genelde, makinanın cinsine bağlıdır. Her tür makinada toplam gücün değişik bir oranının ses gücüne çevrilmesinin yanında, makinanın özelliğine bağlı olarak ses gücünü bulmada

karmaşık yöntemler kullanmak gerekebilir. Bununla birlikte, bir makinanın ses gücünü yaklaşık olarak bulmak için

$$W = F \cdot W_m \quad (2.2)$$

bağıntısı kullanılabilir.

Burada,

W_m : Makinanın gücü,

W : Makinanın yaklaşık ses gücü

F : Makinanın türüne bağlı çevirme katsayısı'dır.

Endüstride kullanılan bazı makinalar için çevirme katsayıları Tablo 2.1'de verilmiştir. Üstteki eşitlikten bulunan W kullanılarak hesaplanan ses gücü düzeyi; 500, 1000, 2000 ve 4000 Hz oktav bantlarındaki toplam ses gücü düzeyidir. Bu basit yöntemle bulunan ses gücü düzeyi, oldukça yaklaşık bir değer olacaktır.

Bununla birlikte, elimizdeki makinanın türünden ve gücünden başka bir bilgi yoksa, makinanın ses gücünün daha hassas olarak hesaplanması olanaksızdır. Makinanın başka özelliklerinin de bilinmesi durumunda, bilinen yöntemleri kullanarak daha sağlıklı sonuçlar bulunabilir. Ancak, ölçüm yapmadan bulunacak ses gücü düzeylerinin yaklaşık değerler olacağı aşıkardır.

Tablo 2.1. Ensdüstride kullanılan bazı makinalar için çevirme katsayıları

Gürültü kaynağı	Çevirme katsayısı		
	Düşük	Orta	Yüksek
Hava kompresörleri (1-100 HP)	3×10^{-7}	5.3×10^{-7}	1×10^{-6}
Dişli kutuları	1.5×10^{-8}	5×10^{-7}	1.5×10^{-6}
Hoparlörler	3×10^{-2}	5×10^{-2}	1×10^{-1}
Dizel motorları	2×10^{-7}	5×10^{-7}	2.5×10^{-6}
Elektrik motorları (n=1200 dev/dak)	1×10^{-8}	1×10^{-7}	3×10^{-7}
Pompalar (n>1600 dev/dak)	3.5×10^{-6}	1.4×10^{-5}	5×10^{-5}
Pompalar (n<1200 dev/dak)	1.1×10^{-6}	4.4×10^{-6}	1.6×10^{-5}
Gaz türbinleri	2×10^{-6}	5×10^{-6}	5×10^{-5}

2.5.2.1 Dişli Çarklarda Gürültü

Dişli sistemlerinde gürültü düzeyi önemli ölçüde dişli tipine ve yapımçı firmaya bağlıdır. Gürültünün birçok değişik nedeni olmakla birlikte; toleransa, dişlerin eğilmesine ve titreşime bağlı olarak dişlerin birbirine çarpması temel neden olarak gösterilebilir. Dişli kutusunun gövdesinin ve ona bağlı mekanik yapının rezonansa gelmesiyle yayılan gürültüde birçok durumda önemli olmaktadır. Gövde ve ona bağlı mekanik yapının rezonansa gelmemesi için, dişli çarkların çarpma frekansının (f) ve bunun tam katlarının, sistemin doğal frekanslarıyla çakışmaması gerekir. Dişli çarklarda kavrama frekansı (2.3) eşitliğinden bulunabilir.

$$f = \frac{N \cdot m_1}{60} \text{ Hz} \quad (2.3)$$

Burada :

N : Dişlinin bağlı olduğu milin dönme hızı (devir/dakika)

m₁ : Dişlinin üzerindeki diş sayısı

Bir dişli kutusundan yayılan frekans dağılımı, system rezonansa gelmese bile, çarpma frekansında ve onun harmoniklerinde yükselmeler gösterir. Dişli çarklarda, gürültünün düzeyini etkileyen tasarım parametreleri çok sayıda olduğundan, bir dişli sisteminin ses gücü düzeyini, ölçüm yapmadan bulabilmek çok güçtür. İmalatçı bir firmanın, dişli kutuları için ölçümle bulduğu ses gücü düzeyleri, örnek olarak Tablo 2.2. de verilmiştir. Verilen değerler dişli kutusu gövdesi dışında ölçülen ses gücü düzeyleridir [3].

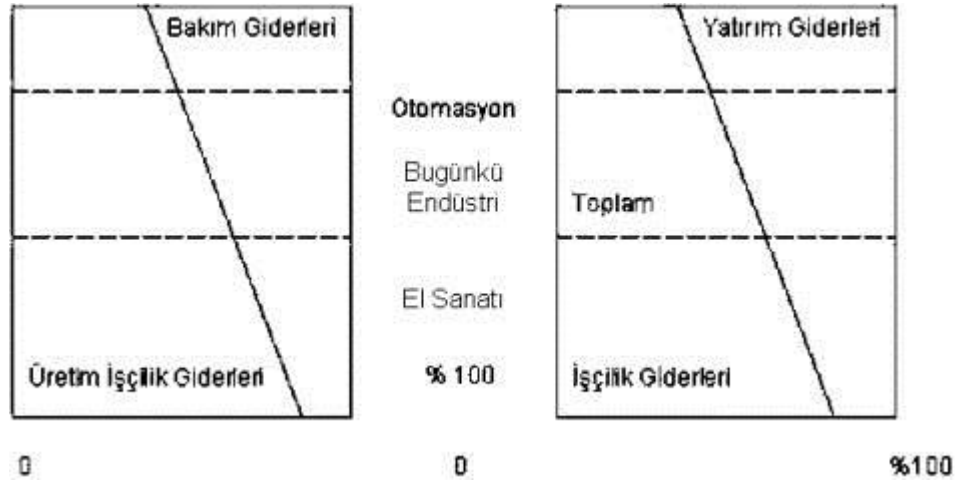
Tablo 2.2. Dişli kutularının ses gücü düzeylerinin oktav bantlarındaki değeri

Dişli Kutusu Tipi	L _w : Ses gücü düzeyi (dB)							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
OBMF (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Yüksek Hızlı	94	107	99	99	99	98	95	89
Orta Hızlı	86	88	90	90	90	89	83	79

3. DURUM İZLEME YÖNTEMİ

3.1. Bakım Sistemleri ve Durum İzleme

Bakım, aletin ilk icat edildiği veya işletmeye konduğu andan itibaren var olan bir olgudur. Çalışan teçhizat veya makinanın bozulması, yıpranması mutlak olduğuna göre onun neticesinde bakımda var olmaktadır. Endüstri geliştikçe ve otomasyona gidildikçe yatırım giderleri artmakta, işçilik giderleri azalmaktadır (Şekil 3.1). Yatırım giderlerine bağlı olarak bakım giderleri de artmaktadır [4].



Şekil 3.1. Endüstride bakımının önemi

3.1.1. Bakım Sisteminin Önemi

Bakım sisteminin önemi maddeler halinde aşağıda vurgulanmıştır;

- a) Daha fazla yatırım - mekanizasyonun artması,
- b) Daha fazla otomasyon-makinaların karmaşıklığının artması,
- c) Yedek parça ve bakım malzemeleri çeşidinin artması,
- d) Daha yüksek maaş ve ücret düzeyi,
- e) Diğer teşebbüsler ile rekabet,

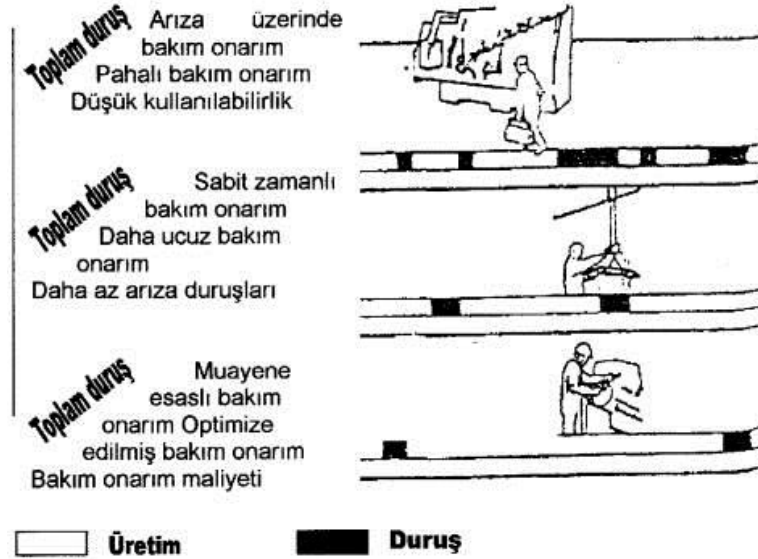
- f) Daha yüksek imalat kalitesi,
- g) Teslim tarihlerinin daha düzenli olması ihtiyacı.

3.2. Bakım Faaliyetlerinin Sınıflandırılması

Bakım faaliyetleri planlı ve plansız bakım olarak ikiye ayrılır. Plansız bakım sisteminde makina veya tesis arıza yaptığında müdahale edilir. Bakımın direkt maliyeti düşüktür. Bakım servisinin umumi masrafları asgari seviyede tutulabilir. Çünkü bu sistem çok az planlama ve kırtasiye işleri gerektirir. Planlı bakımın genel kavramı, makina veya tesise belirli bir plan ve programa göre işlem yapılarak, normal işletme icaplarına göre çalışmasını temin etmektir. Ayrıca planlı bakım sistemi, firmanın bakım politikasını teknik ve parasal açıdan yönetim, bakım faaliyetlerini, daha yüksek standartları ve maliyet etkinlikleri ile kontrol eder.

3.3. Bakım - Onarım Yöntemleri

Bakım-onarım uygulamalarında, Şekil 3.2. de görüldüğü üzere, üç ana yöntem kullanılmaktadır.



Şekil 3.2. İmalat ve duruş zamanlarına göre bakım yöntemleri

3.4. Planlı Bakımın Amacı

Planlı bakımın amaçları; makinaların duruşunu en aza indirerek mümkün olan en yüksek düzeyde imalatı sağlamak, önceden hazırlanacak imalat programlarının gerçekleşmesini sağlamak, makinaların ekonomik ömrünü uzatmak, arıza hasarları en aza indirmek

suretiyle onarım giderlerini azaltmak ve planlı bakım yoluyla bakım giderlerini azaltmaktır.

3.4.1. Planlı Bakımın Yararları

Planlı bakımın sağladığı belli başlı yararlar aşağıda maddeler halinde yazılmıştır

1. Daha az makina arızası olacağından duruşlar daha iyi kontrol edilebilir ve makina kullanma süresi artar. Bunun sonucu imalat miktarı artar ve daha garantili ve iyi teslim zamanı tesbit edilebilir.
2. Makinaların zamanında sıhhatli ayarlar yapılacağından daha iyi verim elde edilir. Böylece mamulün kalitesi muhafaza edilir, kusurlu mamul oranı azalır.
3. Arızalardan oluşan ara onarımlar azalır ve onarımlar arasında geçen süre uzar. Böylece bakım işgücü ve teçhizatından daha iyi istifade edilir.
4. Onarım masrafları azalır. Ara kontrollerde yapılan işlemler ve değiştirilen parçaların maliyetleri, arızalara nazaran daha düşük olur.
5. Makinaların faydalı ömrü uzar. Genel olarak daha iyi bir bakım sebebiyle makinaların yenilenmeleri için lüzumlu zaman uzar.
6. Yedek parça ve teçhizat ihtiyacı azalır ve tesisin yatırımında tasarruf sağlanır.
7. Bakım masrafları azalır. Planlı bakım, işçi ve malzeme masraflarında tasarruf sağlanır.
8. Daha iyi yedek parça kontrolü yapılabilir ve stok miktarı azaltılabilir. Masraflarında tasarruf sağlanır.
9. Daha uygun bir çalışma sağlanır. Gerekli araştırmalar yapılarak lüzumsuz işler veya yanlış uygulamalar düzeltilebilir. Operatörlerin çalışma durumlarının ıslahı ile, makinaları hor kullanmaları sonucu arıza ihtimalleri ve aşırı yıpranmalar giderilebilir.
10. Arızalar sebebiyle imalatde çalışan işçilerin prim kaybı daha az olur.
11. İşçilerin emniyeti ve tesisin korunması daha iyi temin edilebilir. Böylece tazminat ve sigorta masrafları daha az olur.
12. İmalatin birim maliyeti düşer.

İyi organize edilmiş bir planlı bakım programı ile her boy (küçük-orta-büyük) endüstride bu yararlar elde edilebilir ve çoğaltılabilir.

3.5. Koruyucu Bakım Sistemi

Koruyucu bakım, imalat duruşlarına veya yıpranmalara neden olabilecek durumları ortaya çıkarmak için imalat araçlarını veya yardımcı tesislerin periyodik olarak muayene edilmesi, yine böyle durumları önlemek için imalat araçlarının bakımlarını yapmak veya henüz önemli olmayan bir düzeyde iken ayarlama yapmak veya onarmak olarak tanımlanabilir [4].

Tipik koruyucu bakım faaliyetleri aşağıdaki şekilde sıralanabilir:

- Yağlama işleri,
- Temizleme işleri,
- Muayeneler, durum muayenesi,
- Kalibrasyon, ayar,
- Programlı onarımlar,
- Programlı revizyonlar,
- Programlı parça değişimleri.

3.5.1. Koruyucu Bakım'ın Gerekliliği

İyi tasarlanmış bir koruyucu bakım programı daima maliyetinin üstünde bir kazanç sağlar. Şüphesiz imalat araçlarının ve donatımının bakım maliyetleri yüksek olmasına rağmen imalat duruşlarının maliyeti, bakım maliyetlerinden daha fazladır. Bir koruyucu bakım programının işletmeye sağlayacağı yararlar şu şekilde sıralanabilir:

1. Daha az imalat duruşu,
2. Bakım elemanlarına, arıza onarımları sırasında ödenecek fazla mesai ücretlerine kıyasla, normal ayar ve onarımlar için daha az fazla mesai ödenmesi,
3. Daha az, büyük boyutlu onarımlar, daha az sıklıkta onarımlar.
4. Arıza ortaya çıkmadan önce yapılan basit onarımlar için daha düşük onarım maliyeti.
5. Daha az mamul reddi ve daha iyi kalite kontrolü.
6. Daha az yedek imalat aracı.
7. Bakım maliyetlerinde azalma.

8. Bakım maliyeti yüksek olan imalat araç ve yardımcı tesislerin belirlenerek nedenlerinin araştırılması ve bulunması.
9. Yedek parça kontrolünün daha iyi yapılarak stok düzeylerinin azaltılması.
10. İşçiler için daha güvenli bir çalışma ortamı.
11. Daha düşük birim imalat maliyeti.

Koruyucu bakımın bir büyük kusuru vardır. Eğer onarımlar ve revizyonlar planlanmış bir temele göre yürütülüyorsa birçok kullanılabilir durumdaki parçalar veya kısımlar gereksiz olarak yenileriyle değiştirilebilirler. Günümüzde mevcut olan bazı yeni teşhis aletleri ile koruyucu bakımı, "önceden haber verici" bakım ile kuvvetlendirmek mümkündür. Günümüzde mevcut, cihaza zarar vermeden test eden bazı aletler, titreşim analizi, akustik analizi ve kızılötesi termografi yapan aletlerdir. "Önceden haber verici" bakım ile olması çok yakın cihaz bozulmaları çok daha güvenilir bir şekilde bakımçıya ikaz edilmiş ve onarım veya değiştirme gerektiren cihazlar çok daha kolaylıkla tesbit edilmiş olur.

3.5.2. Bilgisayar Destekli Koruyucu Bakım Sistemi

Bir bilgisayar destekli koruyucu bakım sisteminin amacı arıza nedeniyle ortaya çıkan duruşları en alt düzeye indirmek ve en düşük maliyet ile donatımın faydalı ömrünü arttırmak amacıyla izlenecek yolları planlamada yönetime yardımcı olmaktır. Bilgisayar destekli tasarımın yararları şunlardır :

- a) İşletmedeki tüm imalat araçları ve donatım için standart bir koruyucu bakım sistemi sağlar.
- b) İşletmedeki önemli donatımın her parçasının ayrıntılı tanımını sağlar.
- c) Çok fazla ayrıntılı olmayan, çoğunlukla kontrol listesi şeklindeki iş talimatları, çeşitli düzeylerdeki bakım elemanına yol gösterir. Bu talimatlar tecrübeli elemanların gerektiğinde kendi yargılarına göre hareket etmelerine olanak sağladığı gibi, fazla tecrübeli olmayanların da görevlerini yerine getirmelerini sağlar.
- d) Geçmişe ait maliyet ve onarım sıklıkları istenildiğinde derhal elde edilebilir. Bu bilgiler onarım veya yenileme kararlarının en ekonomik düzeylerde verilmesinde yardımcı olur.
- e) İşletmedeki tüm donatımın güvenilir bir envanterini sağlar.

- f) Yöntemlerin, yolların ve bakım zamanlarının standardizasyonunu sağlar.
- g) Koruyucu bakım programının etkili şekilde takip ve kontrolünü sağlar.
- h) Arızaların ve duruşların analizine imkan sağlar.

3.6. Kestirimci Bakım Planlaması

Bu metod, makina veya teçhizatın sürekli gözlenmesi ve işlem görme şartlarının ve bunların zamanla gelişiminin analiz edilmesini içerir. Makinanın durumunun gözlenmesi için müracaat edilen bir uygulamadır ve bu uygulama başlangıç anında, normal işlem ve kapama (shut-down) fazlarında yapılır. Bu veri işlemeyen kazanılan bilgi, işlemdeki herhangi bir anormalliği açıklayacak ve gerekli faaliyetlerde karar vermeye olanak verecek ve bu metod, genellikle herhangi bir müdahaleyi planlamayı ve makina veya teçhizat duruşlarını çok küçük düzeyde tutmayı mümkün kılacaktır. Diğer durumlar arasında, yedek parçaların yönetimini basitleştirir ve duruşların (kesintilerin) süresini azaltır.

Makina durumunu gözleme kestirimci bakımı gerçekleştirmek için mutlaka gereklidir. Bu gözleme, makina veya teçhizatın farklı parametreleriyle ilgili veri işlemeye dayanır. Bu parametrelerin bazıları aşağıdaki gibidir.

- a) Mutlak veya oransal titreşim,
- b) Sıcaklık,
- c) Basınç,
- d) Güç,
- e) Açısal hız.

3.6.1. Ölçüm ve Analizin Kestirimci Bakım Planlamasındaki Önemi

Kestirimci bakım planlamasında esas olarak titreşim ölçümü metodu kullanılmaktadır. İşletmenin ve operasyonlarının durumuna göre, basınç fark ölçümü, sıcaklık ölçümü, gürültü ölçümü, tek başına veya alınan titreşim ölçümünü desteklemek amacı ile kullanılmaktadır. Titreşim hareketli ekipmanların çalışmaları esnasında ekipmanı meydana getiren elemanların düzensiz hareketleri sonucu ortaya çıkmaktadır. Titreşime neden olan etmen kuvvettir. Titreşim analiz cihazları ile titreşime neden olan sebepler yaklaşık olarak belirlenebilir.

3.6.2. Kestirimci Bakım Planlaması Uygulamasının Basamakları

Kestirimci bakım planlaması uygulamasının basamaklarını şunlardır.

a) Belirleme

Amaç arıza çıkmadan arızanın önüne geçmektir.

b) Analiz

Makina sağlığı konusunda birinci basamakta belirlenen kritik noktalarda analiz işlemi yapılır. Kritik noktanın tüm frekans tabanındaki genlik grafikleri alınır ve titreşim genliğindeki artış nedeni, başka bir deyişle arızanın nereden kaynaklanmakta olduğu belirlenir.

c) Onarım

Analiz basamağında tesbit edilen arıza, işletme programına bağlı olarak değerlendirilir ve onarım programa alınır.

3.6.3. Bilgisayar Destekli Kestirimci Bakım Planlamasının Yararları

Bilgisayar destekli kestirimci bakım planlamasının yararları aşağıda sıralanmıştır.

1. Zamandan tasarruf;
2. Kolay kullanım,
3. Elle ölçüm toplanmasında yapılabilecek yazılım hataları, otomatik veri toplayıcı kullanımı ile ortadan kaldırılır.
4. Operatörler daha az bir eğitim ile sisteme uyabilirler.
5. Değerlendirmede yapılabilecek hatalar minimuma iner ,
6. Gürültülü uyarı imkanı. Otomatik veri toplayıcılar ekranından operatöre uyarılar duyurabilir.
7. Gelişmiş veri toplayıcıları direkt analiz yapma özelliğine sahip olup, titreşim algılayıcıları dışında, sıcaklık, faz, DC voltaj algılayıcıları ile çalışmakta olup, değerler otomatik veri toplayıcı belleğine aktarılır.

3.7. Durum İzlemeli Bakım Sistemi (Condition Monitoring)

Güvenilirlik; bir tesisin, bir makinanın, bir makina elemanının belirli bir süre içinde ve belirlenen çevre şartlarında arızalanmadan çalışma ihtimalidir [5]. Durum izleme sistemi güvenilirlik olayını en iyi şekilde sağlayabilmektedir. Normal olarak, makineler ve endüstriyel ekipman, çok sayıda bilinen makina elemanlarının (kavramalar, dişli kutuları, rulmanlı yataklar, borular vb.) bir araya getirilmesiyle yapılmış olup, bütün bu elemanlar üzerinde bir arıza meydana gelecektir. Bu nedenle durum izlemeli metodlarını oluşturan kimsenin, tesbit edilmek istenen arızaların nedenlerinin, arıza belirtilerinin ve arıza tiplerinin farkında olması gerekmektedir. En çok rastlanan arıza tiplerini aşağıdaki gibi sıralayabiliriz;

- Çatlaklar, kırılmalar, deformasyonlar,
- Aşınma,
- Korozyon, erozyon, boşluk oluşumu,
- Malzeme yoğunluğu,
- Eskime fenomeni,
- Kesilme,
- Birleşme yerlerindeki gevşemeler vb.

Yukarıda verilen değişik tipteki arızalar normal olarak aşağıda belirtilen nedenlerin birinden veya birkaçından kaynaklanabilir.

- Fazla yük altında çalışma,
- Titreşimler,
- Uygun olmayan çevre faktörleri,
- Yetersiz yağlama
- Kirlilik,
- Hatalı kontrol cihazları,
- Yanlış kullanım,

Yukarıda arıza nedenleri, aşağıdaki arıza belirtileriyle sonuçlanmaktadır;

- Çatlamalar,
- Isınma,

- Titreşim artışı,
- Gürültü artışı,
- Koku,
- Çürüme,
- Düzensiz çalışma,
- Sızıntılar,
- Hasar,
- Enerji tüketiminde dalgalanmalar,
- Bağlantı noktalarında gevşemeler, salgı vb.

Pek çok durumda, arıza birden fazla arıza belirtisiyle kendini göstermektedir. Bu nedenle de izleme işlevi bütün olası arıza belirtilerine yönelik olarak yürütülmelidir.

3.7.1. Durum İzlemesi Yöntemleri

Soyut durum izlemesi, bakmak, dinlemek, hissetmek ve koklamak gibi faaliyetleri içermektedir. Bu faaliyetlerin yerine getirilmesi ucuz ve çabuk olmakla beraber her zaman güvenilir sonuçlar sağlamazlar. Ayrıca söz konusu faaliyetlerin gereği gibi uygulanabilmesi için çok fazla eğitim gerekmektedir.

Somit durum izlemesi, güvenilir sonuçlar veren ölçüm faaliyetlerini içermektedir. Bu faaliyetleri yerine getirebilmek için bazı donanımlara ve yardımcı araçlara gerek vardır. Bunların sağlanabilmesi de belli bir maliyet demektir. Aynı zamanda donanımların kullanımı için eğitim görmüş personel gerekmektedir [4].

3.8. Durum İzleme Amacıyla Kullanılan İşaret Analizi Yöntemleri

Durum izleme çalışmalarına ilişkin işaret tabanlı analizler bakımından gözönüne alınacak temel teknikler istatistiksel analiz, spektral analiz ve zaman-frekans analizi gibi tekniklerdir. Bu teknikler vasıtasıyla makinadan alınacak olan titreşim, akım, gerilim, sıcaklık ve ses gürültü seviyesi gibi test işaretleri kolayca analiz edilerek arızaya ilişkin özellik çıkarımları yapılabilir.

3.8.1 İstatistiksel Analiz

Bir sistemden alınan işaretleri istatistiksel olarak inceleyerek sistem durumuna ilişkin bilgi çıkartmak stokastik tabanlı durum izleme çalışmasının temel yapısını oluşturur. Bu anlamda sistemden alınan süreç işaretlerine $\{x_i\}$ ilişkin bazı istatistiksel parametrelerin değişimlerinin gözlemlenmesi zaman içinde sistemin genel eğilimini belirler. Söz konusu bu istatistiksel parametrelerden bazıları sırasıyla, ortalama (θ), standard sapma (σ), çarpıklık (c) ve basıklık (k) dır.

Ortalama değer, işaretin genliklerinin aritmetik ortalaması şeklinde hesaplanıp aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\theta = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (3.1)$$

Benzer şekilde, standard sapma da

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \mu)^2} \quad (3.2)$$

Biçimindedir. $\{x_i\}$ dizisinin dağılımının simetrik durumdan sapmasının ölçüsünü veren çarpıklık (skewness) ise

$$c = \frac{\left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \mu)^3 \right]}{\sigma^3} \quad (3.3)$$

Olup, dağılımın dikliğinin ölçüsünü gösteren basıklık (kurtosis) da aşağıdaki eşitlik ile verilebilir.

$$k = \frac{\left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \mu)^4 \right]}{\sigma^4} \quad (3.4)$$

Hesaplanan bu parametrelerin normal-simetrik bir dağılım durumunda $c = 0$ ve $k = 3$ değerlerini alması beklenir. Bu parametreler işaretlerin istatistiksel davranışlarındaki değişimleri gözlemlene amaçıyla kullanılabilirler.

3.8.2. Spektral Analiz

İşaretlerin spektral özelliklerini çıkartmak bakımından en bilinen yöntemlerden biri güç spektrumu yoğunluğudur. Ayrıca farklı işaretler arasındaki ilişkiyi yine frekans tanım bölgesinde ifade eden diğer bir spektral analiz tekniği ise koherens analizidir.

3.8.2.1. Güç Spektrumu Yoğunluğu

Bir raslantı işaretine ait frekans bilgisini elde etmek amacıyla ayrık fourier dönüşümü hesaplanarak o işaretin frekans domenine dönüşümü yapılır. T örnekli bir veri bloğu için Δf frekans çözünürlüğü ve Δt de örnekleme zamanı olmak üzere $m\Delta f$ frekansındaki dönüşüm

$$X(m\Delta f) = \sum_{k=0}^{N-1} x(k\Delta t) \exp[-j2\pi km/T] \quad (3.5)$$

bağıntısıyla hesaplanır. $X(t)$ işaretinin öz güç spektral yoğunluğu (ÖGSY) da

$$S_{xx}(f) = \frac{1}{T} |X(m\Delta f)|^2, \quad f = m\Delta f \quad (3.6)$$

bağıntısıyla hesaplanır [6]. Herhangi iki $x(t)$ ve $y(t)$ işaretleri arasındaki çapraz güç spektral yoğunluğu (ÇGSY) da benzer şekilde hesaplanır.

3.8.2.2. Koherens Analizi

Bir ölçme sisteminden alınan iki veya daha fazla işaret arasındaki ilişkiyi belirleyebilmek için koherens fonksiyonu kullanılır. Zaman domeninde iki işaret

arasındaki normalize edilmiş çapraz korelasyonun karşılığı frekans domeninde koherenstir. Koherens fonksiyonu

$$\gamma_{xy}(f) = \frac{|S_{xy}(f)|}{\sqrt{S_{xx}(f)S_{yy}(f)}}, \quad 0 < \gamma_{xy} < 1 \quad (3.7)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Burada s_{xx} ve s_{yy} sırasıyla $x(t)$ ve $y(t)$ işaretlerinin ÖGSY ve s_{xy} de $x(t)$ ve $y(t)$ işaretleri arasındaki ÇGSY dur.

3.8.3. Zaman-Frekans Teknikleri

1990lar boyunca, belirli zaman – frekans metotları büyüyen ilgiyi üzerinde topladı ve durum izleme alanında kabul gördü. Dişli hasarlarına bu metodun ilk uygulanması özellikle Forester'ın çalışmasıyla başladı [7 - 8]. Forrester, ortalama dişli titreşim sinyallerine WVD (Wigner Ville Dağılımı) uyguladı ve diş çatlaması ile karıncalanma gibi farklı hataların WVD grafiğinde tespit edilebileceğini gösterdi [9]. Daha sonra, Baydar ve Ball değişken yük koşullarında Anlık Güç Spektrumunu kullanarak dişli hasarının tespitini denedi[10]. Staszevski ve Tomlinson, DD (Dalgacık Dönüşümü) ve WVD'ı kırık bir dişliyi tespit edebilmek için düz bir dişliye uyguladı. Ayrıca hasar durumlarını sınıflandırmak için istatistiksel ve sinirsel bir ağ kullandılar. Daha güncel olarak Yeşilyurt ve Ball tarafından yapılan çalışmada dalgacık analizi ve anlık güç spektrumu dişli hasarlarına uygulanmakta ve dişlideki başlangıç halinde olan hasarlar tanımlanmaktadır [11]. Dişli ve rulman hasarları üzerine daha genelleştirilmiş bir çalışma Paya, Badi ve Esat tarafından yürütülmektedir ve bu çalışmada dalgacık, hasar tiplerini sınıflandırmak için işlemci olarak kullanılmaktadır [12].

Zaman – frekans metotlarıyla kullanılan hasar tespit prosedürü genellikle düzey çizgisi grafiklerinin görsel incelemesi üzerine kuruludur. Bir hasarın ilerlemesi düzey çizgilerinin özelliklerindeki değişimin incelenmesi ile izlenebilir. Farklı problemler farklı zaman – frekans tekniklerinin kabul edilmesini gerektirir ve en çok kullanılan zaman – frekans metotları [13] da verilmiştir.

Zaman – frekans dağılımı üzerine kurulu çalışmaların büyük çoğunluğu dişli kutularındaki hasar durumları ciddi olduğunda yürütülmüştür. Dahası, bu çalışmaların çoğunluğu, hasar durumlarının, düşük temas oranına bağlı olarak, titreşim sinyallerine kolaylıkla yansıtılabildiği düz dişlilerde yürütülmüştür. Bununla beraber, helisel dişlilerin daha büyük temas oranlarına bağlı olarak, titreşim sinyalindeki hasar durumu

daha zayıftır. Sonuç olarak, bu hasarları erken safhalarda tespit etmek daha zor bir görev haline gelir. Bütün bu iş, titreşim sinyalinin izleme parametresi olarak kullanılır. Makine teşhisinde, hasarları mümkün olan en erken safhada tespit edebilmek çok önemlidir [11]. İşaretlerdeki durağan ve durağan olmayan değişimleri belirlemek bakımından fourier dönüşümüne alternatif olarak kısa-zaman fourier dönüşümü ve dalgacık dönüşümü teknikleri geliştirilmiştir. Özellikle son on yıldır durağan olmayan işaret analizleri için çok çözünürlüklü dalgacık analizi tekniği güçlü bir yöntem olarak kullanılmaktadır [6].

3.8.3.1. Kısa-Zaman Fourier Dönüşümü

1946 yılında Gabor tarafından tanıtilen kısa-zaman Fourier dönüşümü (KZFD), işaretlerin frekans bileşenlerinin zaman içindeki yerini ifade etmek için kullanılan bir yöntemdir. [6] KZFD spektrumu sabit bir pencere aralığı vasıtasıyla işareti pencereleyerek bulunur. Söz konusu işaret bu pencere aralığı içinde yaklaşık durağan olarak kabul edilebilir. Pencere aralığı zaman ve frekans çözünürlüklerinin her ikisini de sabitler. KZFD'yi tanımlamak için, τ anında merkezlenmiş $g(t')$ sabit penceresi içinde durağan kabul edilen bir $x(t')$ işareti gözönüne alınarak aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$KZFD(\tau, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t') g(t' - \tau) \exp[-2\pi f t'] dt' \quad (3.8)$$

Bu denklem, işareti zaman-frekans (t, f) düzlemi içindeki iki boyutlu bir fonksiyona betimler. Bu analiz, seçilen $g(t')$ penceresine bağlıdır. Uygulamada önce $g(t')$ penceresi seçilir ve KZFD'nin çözünürlüğü, tüm zaman-frekans düzlemi üzerinde sabitlenir. KZFD, zaman-frekans arasındaki uyuşmayı da sağlar ve her ikisi bakımından da bilgiyi içerir. Ancak bu bilgi sınırlı bir duyarlılıkla bulunur ve bu duyarlılık seçilen pencerenin büyüklüğü ile belirlenir. KZFD'de zaman ve frekansın eşanlı çözünürlüğü *belirsizlik prensibi* vasıtasıyla önlenir. Bu durumda, zaman çözünürlüğü pencere uzunluğunu değiştirerek düzeltilirken, frekans çözünürlüğü kötüleşir. Bu anlamda Δt ile verilen ve Δf band genişliğinin çarpımı ile sınırlandırılan heisenberg'in belirsizlik eşitsizliği

$$\Delta f \times \Delta t \geq \frac{1}{4\pi} \quad (3.9)$$

şeklinde tanımlanır.

3.8.3.2. Dalgacık Dönüşümü Ve Çok Çözünürlüklü Analiz

$l^2(r)$ sonlu enerjili işaretler için bir vektör uzayını göstermek üzere, $x(t)$, $l^2(r)$ uzayında tanımlanan bir işaret olsun. Burada r gerçel sayılar kümesidir. Bu durumda sonlu enerjili işaretler

$$\int_{-\infty}^{\infty} |x(t)|^2 dt < \infty \quad (3.10)$$

bağıntısını sağlarlar ve $x(t)$ nin sürekli dalgacık dönüşümü de

$$CWT_{\psi} x(a,b) = W_x(a,b) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi_{a,b}^*(t) dt \quad (3.11)$$

olarak tanımlanır. İntegral içindeki $\psi_{a,b}(t)$ fonksiyonu ise, normalize edilmiş olarak

$$\psi_{a,b}(t) = |a|^{-1/2} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (3.12)$$

şeklinde verilebilir. Burada $\psi(t)$ baz fonksiyonu ya da ana dalgacığ, $*$ sembolü kompleks eşleniği ve a, b parametreleri ise $a, b \in \mathbb{R}$, $a \neq 0$ olmak üzere sırasıyla genişleme ve öteleme parametrelerini gösterir. Sürekli genişleme ve öteleme parametreleri yerine, $a = a_0^m$, $b = nb_0 a_0^m$ şeklindeki ayrık parametreleri tanımlamak mümkündür. Burada a_0 , b_0 sabit sayılar olup, $a_0 > 1$, $b_0 > 0$ koşullarını sağlar. Ayrıca m, n sayıları da, z tam sayılar kümesinin elemanlarını oluşturur. Bu durumda ayrıklaştırılmış ana dalgacık

$$\psi_{m,n}(t) = a_0^{-m/2} \psi\left(\frac{t - nb_0 a_0^m}{a_0^m}\right) \quad (3.13)$$

haline gelir ve ayrık dalgacık dönüşümü

$$DWT_{\psi} x(m,n) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi_{m,n}^*(t) dt \quad (3.14)$$

ile verilir. A_0 , b_0 in uygun seçimiyle ana dalgacık ailesi $l^2(r)$ nin ortonormal bazını oluşturur. A_0 ve b_0 in uygun seçimleri $a_0 = 2$ ve $b_0 = 1$ değerleri için dalgacık dönüşümü, diadik-ortonormal dalgacık dönüşümü adını alır. Bu durumdaki ortonormal bazın önemli özelliklerinden birisi ise a_0 ve b_0 in yukarıdaki gibi seçimiyle, işareti farklı

zaman ve frekans çözünürlüklü ölçeklere ayrıştırmayı sağlayan ve *çok çözünürlüklü işaret ayrıştırma* denilen algoritmanın kullanılabilmesidir.

Bu çalışmadaki uygulamanın ana konusunu oluşturan *çok çözünürlüklü işaret ayrıştırması* ise aşağıdaki gibi şu şekilde verilir: $c_0(n)$, fiziksel bir ölçme cihazından kaydedilen bir ayrık zaman işareti olsun. Bu işaret, yaklaşım ve detay gösterimi denilen iki ayrı frekans aralığına ayrıştırılabilir. Bu anlamda çok çözünürlüklü işaret ayrıştırma tekniği kullanılarak ölçek 1’de ayrıştırılmış işaretler $c_1(n)$ ve $d_1(n)$ olur. Bu durumda $c_1(n)$, orijinal işaretin yaklaşım versiyonunu ve $d_1(n)$ de, işaretin dalgacık dönüşümü formundaki detay gösterilimini oluşturur. Bunlar sırasıyla

$$c_1(n) = \sum_k h(k - 2n)c_0(k) \quad (3.15)$$

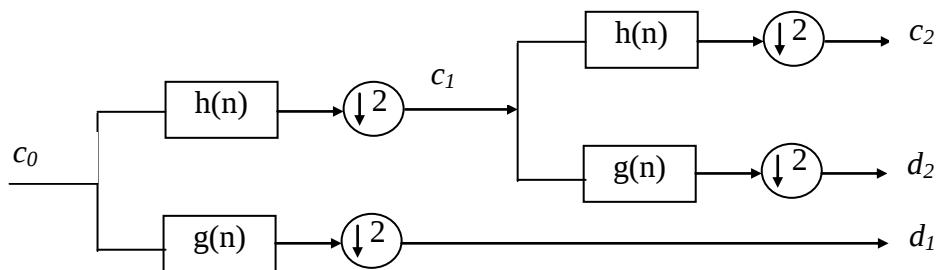
$$d_1(n) = \sum_k g(k - 2n)c_0(k) \quad (3.16)$$

olarak tanımlanırlar. Burada $h(n)$ ve $g(n)$, $c_0(n)$ i, $c_1(n)$ ve $d_1(n)$ e ayrıştıran birleşik filtre katsayılarıdır. Bir sonraki ölçek ayrıştırılmasında ise, yine $c_1(n)$ işareti temel alınır. Bu durumda ölçek 2 deki ayrıştırılmış işarete ilişkin yaklaşım ve detay katsayıları ise

$$c_2(n) = \sum_k h(k - 2n)c_1(k) \quad (3.17)$$

$$d_2(n) = \sum_k g(k - 2n)c_1(k) \quad (3.18)$$

ile verilebilir. Böylece daha yüksek seviyelerdeki ölçek ayrıştırmaları da benzer yolla sürdürülebilir. Çok çözünürlüklü işaret ayrıştırma tekniğinin iki ölçeğe göre gerçekleştirilmesi Şekil 3.3 deki gibi gösterilebilir [6].



Şekil 3.3. $C_0(n)$ nin 2 ölçeğe ayrıştırılması.

4. GÜRÜLTÜNÜN KONTROLÜ

4.1. Planlama ve Bakım ile Gürültü Kontrolü

Planlama ile gürültü kontrolü, gürültü kontrolünün, genellikle en az önem verilen şeklidir. Oysa, gürültüyü doğduktan sonra azaltmaya çalışmak yerine, baştan önlemek çok daha kolay ve etkilidir. Planlama ile gürültü kontrolü, fabrika, atölye ve benzeri üretim alanlarında, işlemlerin ve tezgahların saptanması ve makinaların yerleşimi aşamasında, ileride doğabilecek gürültüyü en aza indirecek şekilde alınabilecek önlemlerin tümünü içerir. Planlama ile gürültü kontrolü üç bölümde incelenebilir [14].

4.1.1. İşlem ve Tezgah Seçimi

İşlem ve tezgah seçiminde gürültü, doğal olarak, belirleyici etken değildir. Bununla birlikte, işlem ve tezgah ileride önemli bir gürültü kaynağı olacaksa, doğacak gürültünün azaltılması için yapılacak harcamaların da göz önünde bulundurulması gerekir. Ayrıca işletme ve çalışma koşulları da doğacak gürültü düzeyini etkileyeceğinden, işletme ve çalışma koşullarının saptanması aşamasında da gürültüyü azaltıcı önlemler alınabilir.

4.1.2. Fabrika İçi Yerleşim

Fabrika içi yerleşimi, planlamayla gürültü kontrolünün en önemli kısmıdır. Bu şekilde, hem fabrika içi hem de fabrika dışı gürültü azaltılabilir. Gürültü kontrolü açısından, fabrika içi yerleşiminde göz önünde bulundurulması gereken noktalar şunlardır:

- Fabrika dışına verilen çıkışlar (fan çıkışı, bacalar, egzoz boruları v.b.). Bu çıkışların yer ve yönlerinin ayarlanmasıyla, fabrika dışı gürültü düzeyinde 10 dB'e varan düşüşler sağlanabilir.
- Gürültülü işlemlerin bir araya toplanması. Böylece gürültü kontrolünün yapılacağı bölge küçültülmüş, gürültüden etkilenen kişi sayısı azaltılmış olur.
- Depo gibi fazla sayıda kişinin çalışmadığı alanlar, gürültülü bölge ile diğer kısımlar arasında seçilerek, bu tür alanların tampon görevi görmesi sağlanabilir.

- Ofisler, atölye gürültüsünden korunmak için cam bölmelerle gürültülü kısımlardan ayrılabilirlerse de, bu tür odaların, olanaklar ölçüsünde, gürültülü bölgelerden uzakta seçilmesine özen göstermek gerekir [14].

4.1.3. İleriye Dönük Önlemler Almak

Gürültü bir sorun olmadan önce, yani daha planlama aşamasındayken, gerekli önlemlerin alınmasıyla veya bu tür önlemler almaya elverişli yerleşimin yapılmasıyla, gürültü sorunu çok daha kolay ve ekonomik bir şekilde çözümlenebilir. Planlama aşamasında buna dikkat edilmezse, ileride çıkacak gürültü sorununu çözebilmek için çok daha fazla çaba ve para harcamak gerekebilir.

Planlamayla gürültü kontrolü kadar olmamakla birlikte, yeterli önemin verilmediği diğer bir gürültü kontrolü yöntemi de bakım ile gürültü kontrolüdür. Bakım ile, birçok durumda 10-20 dB'e varan ses basıncı düzeyi düşüşleri sağlanabilir. Kullanılan makinaların normal koşullardaki gürültü düzeyi bilinirse, gürültünün artması durumunda bakımı yapılır. Böylece hem gürültü azalmış olur, hem de aşınmış parçalar değişmiş, yağlama v.b. bakım yapılmış olacağı için olası bir bozulma, kırılma önlenmiş olur. Birçok makina elemanı için azalan gürültü ve titreşim düzeyi, aşınmanın ve bir bozukluğun göstergesi olmaktadır. Yatakların, dişli kutularının, dizel motorlarının, v.b. makinaların ve makina elemanlarının, titreşim ölçümleriyle bakım zamanlarının saptanması, aşınmış parçalarının bulunması, güncel ve yeni bir tekniktir [14].

Gürültüyü azaltmaya yönelik bakımda dikkat edilecek bazı noktaları şöyle sıralayabiliriz:

1. Dönen parçaların dengelenmiş olup olmadıkları sürekli kontrol edilmelidir.
2. Gerekli yağlama sağlanmalıdır.
3. Yataklarda ve dişli kutularında aşınan parçalar hemen değiştirilmelidir.
4. Gevşeyen parçalar sıkıştırılmalıdır.

4.2. Gürültü Kaynağının Örtülmesi ile Gürültü Kontrolü

Örtme (veya üzerini kapatma) ile gürültü kontrolü; gürültü kaynağının, tamamen veya kısmen örtülerek, yarattığı gürültünün azaltılmasıdır. İki genel uygulama şekli vardır:

1. Hücre (odacık) içine alma.

2. Kısmi hücre içine alma.

Hücre (odacık) içine alma, gürültü kaynağının üzerinin tümüyle örtülmesidir ve en etkili gürültü kontrolü yöntemlerinden biridir. Tüm makina hücre içine alınır (büyük hücreler) veya makinanın ana gürültü kaynağı hücre içine alınır (küçük hücreler). Küçük hücre uygulamasında, hücre duvarıyla kaynak arasında kalan ve bir bakıma yay etkisi gösteren havanın rezonansa gelerek gürültüyü artırmamasına dikkat etmek gerekir. Kısmi hücre içine alma uygulamasında ise, makina ulaşabilmek için sürekli açık olan bir giriş bölmesi bulunur. Kısmi hücreler çok daha az etkilidirler ve fazla yarar sağlamayacaklarından zorunlu olmadıkça kullanılmazlar. Başka bir deyişle, en son uygulanması düşünülecek önlemlerden biridir. Kısmi hücre uygulamasında; gürültünün azalması, bariyerlerde olduğu gibi, ses dalgalarının yollarının uzaması ve hücre içi yüzeylerinde yansıma anında yutulmaları nedenleriyle olmaktadır [14].

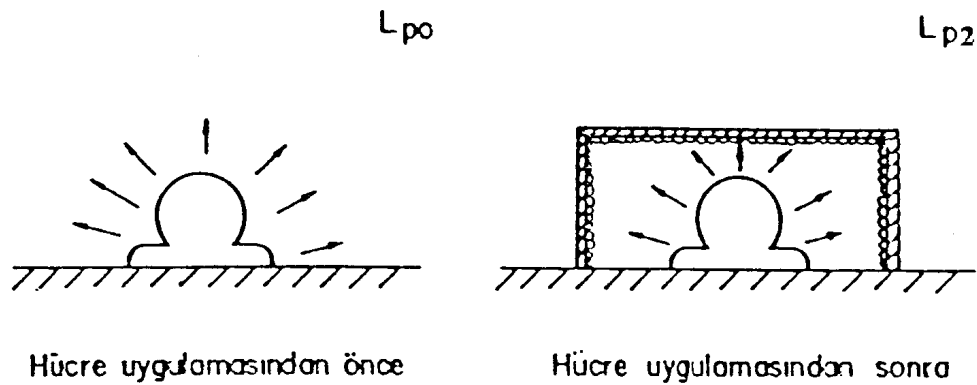
Hücre uygulamasının performansını veren en uygun parametre gürültü kaybıdır (Şekil 4.1). Gürültü kaybı (IL),

$$IL = L_{p0} - L_{p2} \quad (4.1)$$

Burada;

L_{p0} : Hücre uygulamasından önceki ses basıncı düzeyi

L_{p2} : Hücre uygulamasından sonraki ses basıncı düzeyi



Şekil 4.1. Hücre uygulaması ile gürültü azaltılması

Buna göre, gürültü kaybı, hücre uygulamasından otürü aynı bir noktada elde edilecek ses basıncı düzeyi azalmasını vermektedir.

Gürültü kaybı ile hücre özellikleri arasındaki ilişki;

$$IL = 10 \cdot \log \frac{\bar{\tau}}{\bar{T}} \Leftrightarrow (\bar{T} \leq \bar{\tau} \leq 1) \quad (4.2)$$

eşitliğiyle belirlenir. Burada,

τ : Hücrenin iç yüzeylerinin ortalama ses yutma katsayısı.

T : Hücre duvarlarının ortalama ses iletim katsayısı (Zemin göz önüne alınmaz).

İyi bir hücrenin; iç yüzeylerinin ses yutması fazla, duvarlarının ses iletiminin ise az olması gerekir. Yani α elverdiğince yüksek, T ise elverdiğince küçük olmalıdır. Bu da; ağır, direngenliği yüksek ve ses yutması fazla olan bir malzeme demektir. Bütün bu özelliklerin tek bir malzemede toplanmış olması gerekmez; hücrenin kendisi ağır ve direngenliği fazla malzemeden yapıp, içi yutucu malzemeyle kaplanabilir. Bu amaç için geliştirilmiş çok katlı ses yutucu malzemeler bulunmaktadır [14].

Hücre iç yüzeylerinin ortalarına ses yutma katsayısıyla, hücre duvarlarının ortalama ses iletim katsayısı arasındaki ilişkiye bağlı olarak, gürültü kaybı çeşitli değerler alır. İki özel durum eşitlik 4.2'den kolaylıkla görülebilir :

1. Ortalama ses yutma ve ortalama ses iletim katsayılarının eşit olması durumu ($\tau = T$) : bu durumda;

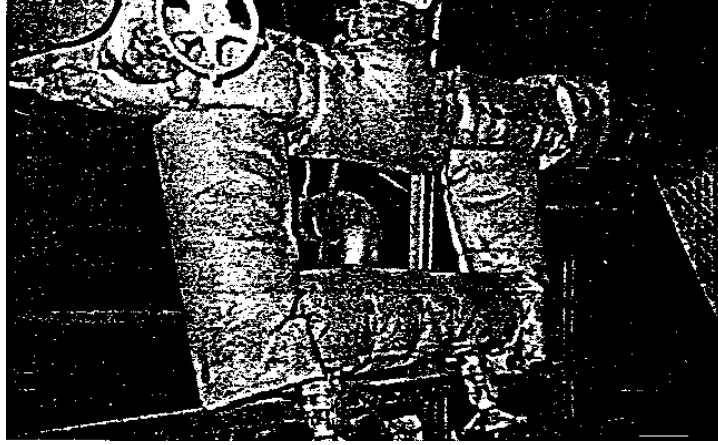
$$IL = 0$$

olur. Yani, hücre hiçbir yarar sağlamaz.

2. Ortalama ses yutma katsayısının 1 olması durumu ($\tau = 1$) : bu durumda sesin tümü hücre içinde yutulur ve bunun ancak bir kısmı dışarıya iletilir. Eşitlik (4.2)'den

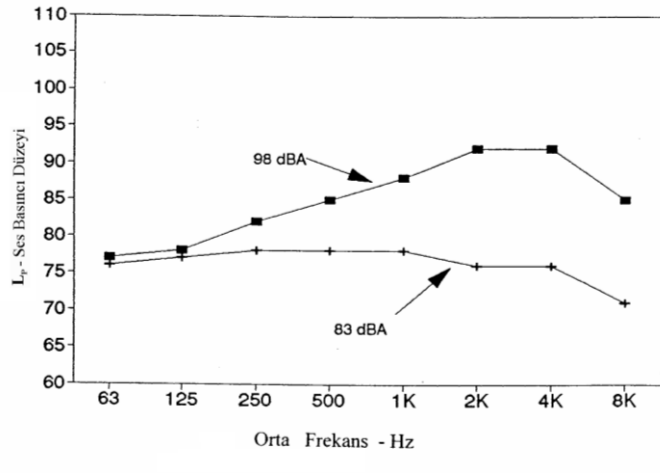
$$IL = 10 \cdot \log \frac{1}{T} = T.L \quad (4.3)$$

bulunur. Hücre ile elde edilebilecek en etkili gürültü kontrolü bu durumda sağlanır. Şekil 4.2. de lastik kaplama örtü, düşük yoğunlukta fiberglas ve ağır vinil iç tabakanın birleşmesi ile ortaya çıkmış bir esnek örtü görülüyor.



Şekil 4.2 Gürültü kaynağının örtülmesi ile gürültü azaltılması

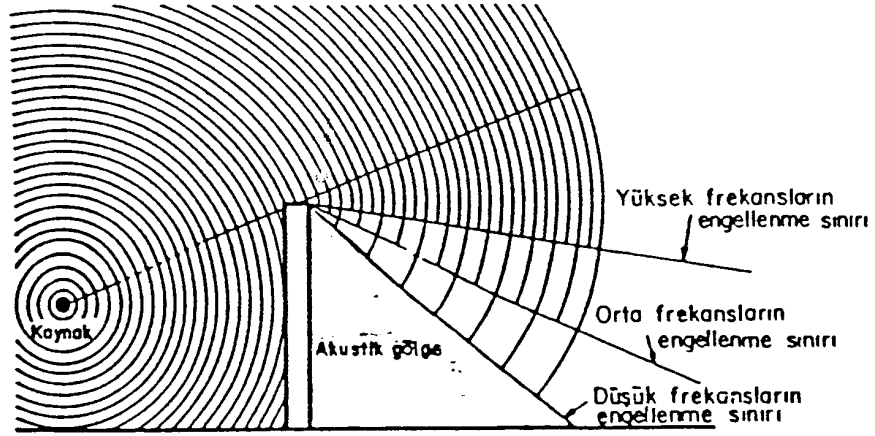
Şekil 4.3. de 880 ton'luk bir soğutucunun gürültü azaltılması için kaplama yapılmadan önceki ve sonraki gürültü ölçümleri görülmektedir.



Şekil 4.3. 880 Tonluk bir soğutucunun akustik kaplamasının gürültü azaltılması sonuçları

4.3. Bariyerlerle Gürültü Azaltma

Bariyerler (ses engelleyiciler), gürültü kaynağıyla alıcı arasına konulan setlerdir. Serbest ses alanlarının bulunduğu yerlerde etkilidirler. Dağınık ses alanlarında hiçbir yarar sağlamazlar. Bariyerlerin, ses enerjisinin bir kısmının iletilmesini engellernesi ve akustik gölge adı verilen bir bölge yapılması Şekil 4.4. de gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi, bariyerlerle yüksek frekanslar daha kolay engellenebilmektedir.



Şekil 4.4. Bariyerlerle akustik gölge elde edilmesi

Bariyerlerle 10 dB'nin üzerinde bir gürültü kaybı sağlamak güçtür. Erişilebilecek en büyük değer ise 15-25 dBa arasındadır. Yankılanım alanında etkisinin çok az oluşundan dolayı, fabrika ve benzeri kapalı yerler için pahalı ve yetersiz bir gürültü azaltma yöntemidir. Buna karşılık, oto yolu kenarlarında, hava limanları çevresinde ve benzeri gürültülü açık alanlarda etkili ve uygulanabilirliği en fazla olan yöntemdir (şekil 4.5). Bariyerle elde edilen gürültü azalma miktarı şöyle hesaplanır:

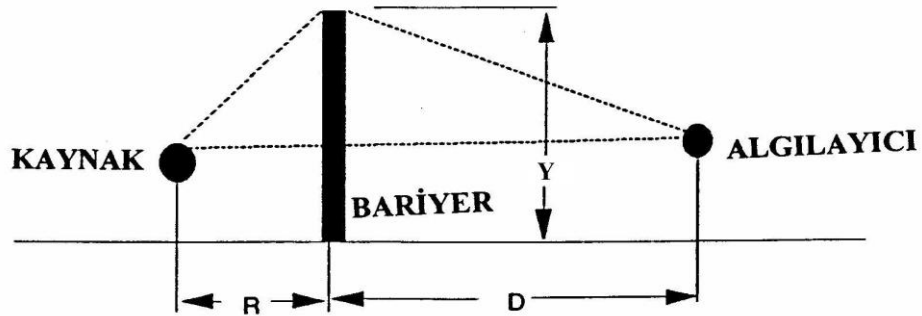
$$IL = 10 \cdot \log \left(\frac{20 \cdot Y^2}{\lambda \cdot R} \right) \quad (4.4)$$

burada,

Y : Bariyerin yüksekliği

R : Alıcıya olan uzaklık

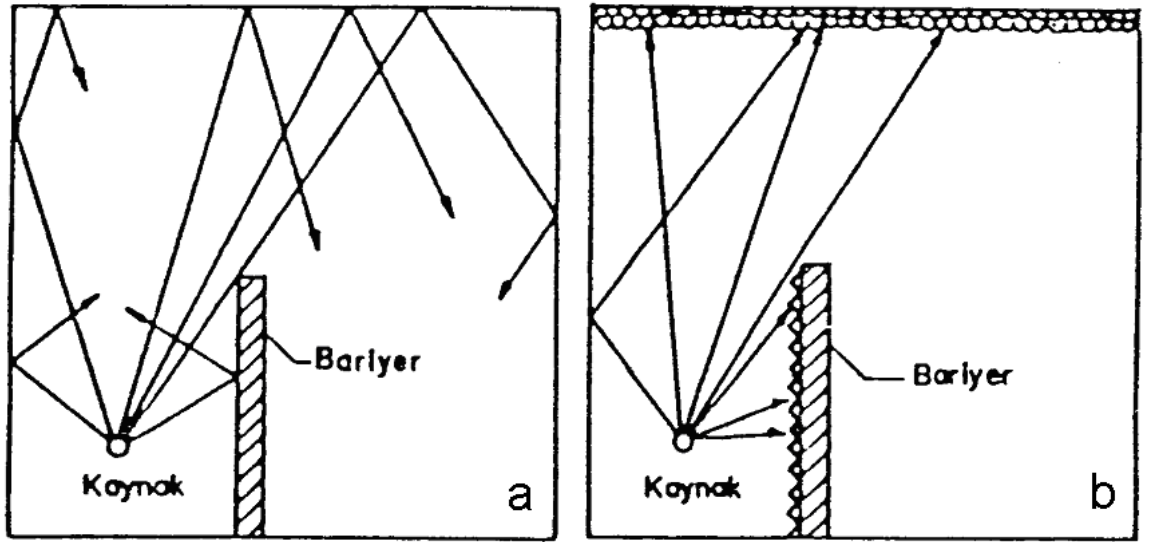
λ : Dalga boyu



Şekil 4.5. Bariyer ve ses kaynağı

Bariyer malzemesi olarak genelde standart yapı malzemeleri kullanılır (örneğin, metal levha, tahta, kontrplak, cam levha, tuğla, beton vb.). Bariyerin ses kaynağına bakan yüzünün ses yutucu malzemeye kaplanması, özellikle bariyerin duvar yakınlarında kullanılması durumunda, yararlıdır. Ayrıca bariyerlerin kapalı yerlerde kullanılması gerektiğinde, tavanın ve kimi zaman yan duvarların da ses yutucu malzemeye kaplanması, bariyerin etkisini önemli ölçüde artırır. (Şekil 4.6.)

Otomobil fabrikalarında gürültülü bir montaj hattının, daha az gürültülü hatlardan bariyerlerle ayrılması pratikte rastlanan bir uygulamadır. Bu uygulamalarda, bariyerin etkisi, ses yutucu malzeme ile kaplanmış tavanlarla artırılır [14].



Şekil 4.6. Bariyerin (a) Yansıtıcı, (b) Ses yutucu tavanlı odalarda etkisi

4.4. Konstrüktif Önlemlerle Gürültü Azaltma

Dişli kutularında konstrüktif önlemlerle gürültünün azaltılması işletme anında oluşan gürültünün önemli bir kaynağı dişli kutularıdır. Bu gürültü bazı konstrüktif önlemlerle azaltılabilir. Dişli parametrelerinde yapılan değişikliklerle gürültüsü az dişli kutuları belirlenmeye çalışılmıştır.

Dişli kutularında meydana gelen gürültünün birçok kaynağı vardır. Dişli çarklarda, gürültünün düzeyini etkileyen tasarım parametreleri çok sayıda olduğundan, bir dişli sisteminin ses gücü düzeyini kabaca bile olsa, ölçüm yapmadan bulabilmek çok güç olmakta ve çoğunlukla gürültü gürültünün nedenlerini oluşturan bu kaynakların bileşkesi olarak ortaya çıktığı için esas gürültü kaynağını tespit etmek zorlaşmaktadır.

Hatta bazen dişli kutularında meydana gelen gürültünün esas nedeni bulunamamaktadır. Bu tür gürültüler dişli kutusu elemanlarının harmonik frekanslarının çakışmasından oluşan ve “hayalet gürültü” adı verilen gürültülerdir.

Başlıca gürültü kaynakları şunlardır :

- a) Devir ve moment
- b) Dişli kutusu gövde yapısı ve malzemesi
- c) Yataklamalar
- d) İmalat ve montaj hataları
- e) Dişli çarklar

Bu kaynaklardan devir ve moment hariç diğerlerinin tasarımı veya sınırlamalarını konstrüktör yapmaktadır. Bu nedenle konstrüktörün konulara hakim olması önemlidir.

4.4.1. Dişli Çarklarda Gürültü ile İlgili Kavramların Tanımı

4.4.1.1 Dişli Çarklarda Kavrama Oranı

Dişli çiftlerinde kavrama oranı arttıkça; temastaki tek dişli çiftlerine gelen dinamik yükler azalmaktadır. Dişli çiftinde temasta bulunan diş sayısı artmaktadır, bu tekil hataların etkisinin azalmasına neden olmaktadır.

Dişli çarkların kavramaya giriş ve çıkışlarında kuvvet değişimleri daha az olmakta ve geçişler daha düzenli olmaktadır. Dişli parametrelerinde sessiz çalışma için yapılan tasarımlar genellikle kavrama oranını arttırmak içindir. Dişli çarklarda hareketin sürekli olması için kavrama oranını arttırmak içindir. Pratik olarak kavrama oranının 1.1 den büyük alınması tavsiye edilir. Kavrama oranı ne kadar büyük olursa diş yüklerindeki dalgalanma o kadar az olur ve dişli daha sessiz çalışır. Düz dişli çarklar için bu oranın 1.4 ...1.6 arasında alınması tavsiye edilir. Helis dişli çarklar için toplam kavrama oranı 3 civarında olduğu zaman gürültü açısından en büyük verim alınmış olur. Bu değerden sonra elde edilen verim aynı oranda olmamaktadır. Düz dişli çarklarda sadece profil kavrama oranı vardır. Helis dişli çarklarda ise buna ek olarak helis kavrama oranı da vardır. Bu nedenle helis dişli çarklar daha sessiz çalışır.

Profil kavrama oranı (ε_α);

Burada;

e : kavrama uzunluğu t : taksimat

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{e}{t} = \frac{e}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} \quad (4.5)$$

olarak ifade edilir.

Helis kavrama oranı (ε_{β});

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} \quad (4.6)$$

şeklinde yazılabilir.

4.4.1.2 Profil Kavrama Oranı

Profil kavrama oranını etkileyen faktörler şunlardır. Dişli çiftinin diş sayıları ve bunlara bağlı olarak modül: Kavrama oranını arttırmak için dişli çiftinin diş sayılarını mümkün olan en büyük değerde alması gerekir. Basınç açısı : Basınç açısının küçük seçilmesi kavrama oranını çok az arttırmaktadır. Ancak açının küçük olması kuvvetin taşınması esnasında oluşan radyal kuvvetleri azalttığından sessiz çalışma açısından önemli bir etkidir. Profil kaydırma : Profil kaydırma işlemi dişli çiftlerinde değişik amaçlarla yapılmaktadır. Dişli çiftlerinde toplam profil kaydırma faktörü negatif değerlere kaydıkça profil kavrama artmakta dolayısı ile dişlinin daha sessiz çalışması sağlanmış olmaktadır.

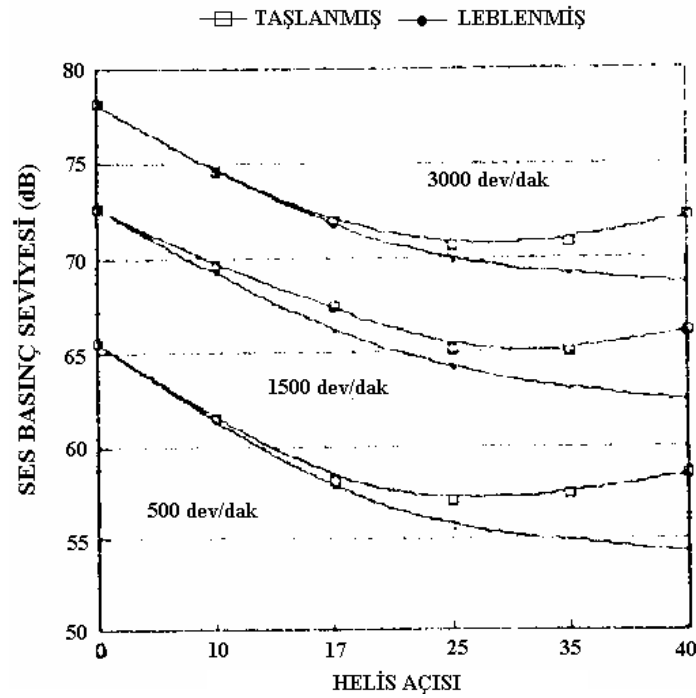
Bu nedenle alt kesilmenin emniyetini sağlayarak toplam profil kaydırma oranını minimum seçmek gerekir. Diş başı yüksekliği : Dişli çarklarda diş başı yüksekliği ne kadar büyük olursa olsun kavrama oranı o derece o derece büyük olmaktadır. Bunu sağlamak için diş başı yüksekliği mümkün olan en büyük değerde tutulmalıdır. Alttan kesilmeye karşı emniyetli ve minimum diş başı genişliği değerini sağlayacak değerde dişbaşı dairesi, çapı büyük seçilir.

4.4.1.3 Helis Kavrama Oranı

(4.6) nolu bağıntıdan görüleceği gibi helis kavrama oranının büyüklüğünü etkileyen faktörler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- 1 – Dişli genişliği: dişli çarkların genişliği (b) arttıkça yük taşıma kabiliyeti ve helis kavrama oranı artmaktadır. Ancak diş genişliği artışı köşe kırılması ile sonuçlanabilir.
- 2 – Helis açısı : dişli çiftlerinde helis açısının gürültü açısından büyük önemi vardır. Helis açısı arttıkça gürültünün azaldığı görülmektedir.

Kaba işlenmiş dişli çarklarda helis açısı belli bir değerin üstüne çıkınca gürültü artmaktadır. Çünkü helis açısı arttıkça dişli çarklar arasındaki kayma aşınması büyük oranda artmaktadır. Örneğin 15° helis açılı dişlide kayma aşınması %25 artmış iken, 45° helis açılı dişlide bu değer %80 olmaktadır. Günümüzde genel imalat dişli çarklarında helis açısının 25° yi aşmaması tercih edilmektedir. Çok özel olarak üretilen bazı dişli çarklarda diş genişliği mümkün olduğunca dar tutularak helis açısı 45° ye kadar arttırılabilmekte ancak bu olayın oluturduğu ekstra eksenel kuvvetler imalatda büyük bir özen gösterme suretiyle başarılabilmektedir.



Şekil 4.7. Değişik devir sayılarında helis açısının gürültüye olan etkisi

4.4.2. Dişli Kutusu Elemanlarının İmalat Hatalarının Gürültü Etkisini Azaltmak İçin Alınabilecek Konstrüktif Önlemler

4.4.2.1. Dişli Profilleri Üzerinde Yapılabilecek Düzeltmeler

Diş açma işlemleri talaş kaldırma işlemi olduğundan bir dişliyi tanımlayan parametrelerin her biri üzerinde belli başlı imalat toleranslarını sağlamak zorunlu olmaktadır. Bunu sağladıktan sonra ısıtma işlem toleranslarını da dahil ederek dişli konum toleransları ile kutuya yerleştirilmektedir. Kutunun da imalat toleransları olup montaj ve çalışma sırasında bazı kalıcı deformasyonlar meydana gelmektedir. Bu hataların tümüne ve sonuçlarına önlem almak, her şeyden önce nereden kaynaklandığını saptamak, doğacak sonuçları bilmek ve bunları diş yüzeyine hataların etkisini azaltacak yönde formlar vermek gerekli olacaktır. Yapılan form değişikliği çalışmaları, uzun denemeler sonucunda gürültüyü optimize etmek için, dişli yüzeyi üzerinde iki yönde modifikasyonlar yapmanın gerekliliğini göstermiştir. Bu modifikasyonların biri helis boyunca, diğeri ise profil boyuncadır.

4.4.2.2. Diş Boşluğu

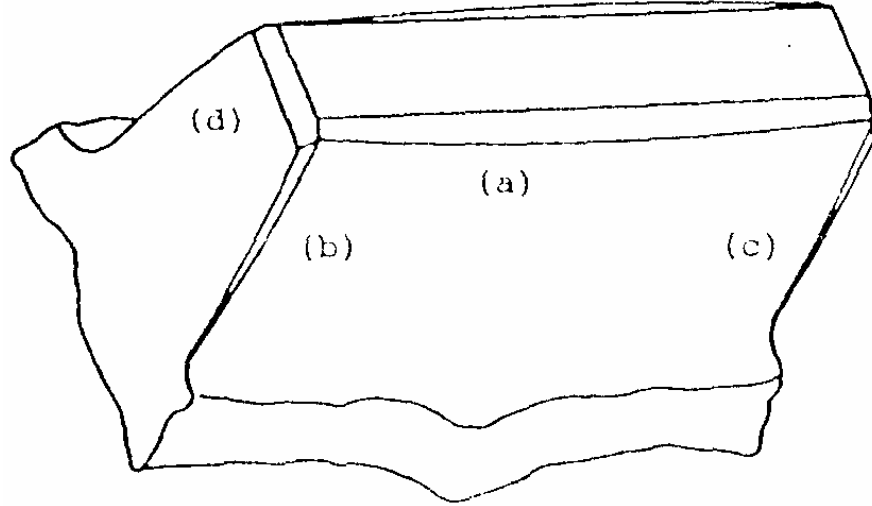
Dişli çarkların uygun çalışma uzaklığına yerleştirilmeleri sonucunda birbirleriyle temas eden dişli çarklar arasındaki aralığa boşluk tanımı yapılmaktadır. Çalışma sırasında ısının artması sonucu gerçekleşen boyut değişimleri, ısıtma işlemi sırasında meydana gelen boyutsal değişimler, yükten dolayı dişteki sapmalar, diş salgısı, diş başı sürtmeleri, profil farklılıkları, yağlama kolaylığı gibi bir takım uygulama kolaylıkları için tasarım aşamasında bilerek bir boşluk öngörülmektedir. Dişli çarklarda gürültüye neden olduğundan, sık sık yön değiştiren mekanizmalarda da darbelere neden olduğundan dolayı boşluk büyük seçilememektedir. Bu nedenle tasarım aşamasında boşluğun bütün faktörler göz önüne alınarak yapılmasında yarar vardır. Genel tasarım için (4.7) bağıntısı tavsiye edilmektedir.

$$g = 0.02 \cdot m \quad (4.7)$$

4.4.2.3. Dişli Çarklarda Pah Açma

Dişli çarklarda keskin kenarların olmasının bazı dezavantajları vardır. Bunlar şöyle sıralanabilir.

- a – Keskin kenarlar çentik açısından kiritik bölgeler.
- b – Isıl işlem sırasında keskin kenarlar daha geniş bir alanda sertlik kazanırlar ve kırılğan olurlar. Çalışma sırasında kırılmalar meydana gelmektedir.
- c – Keskin kenarlar ısıt işlem sırasında deformasyon açısından karasızlık göstermektedirler. Bu nedenle dişli çarklardaki keskin kenarlarda şişmeler meydana gelebilmektedir. Bunlarda çalışma sırasında gürültüye neden olurlar.
- d – Keskin kenarlar, dişli çarkların imalat aşamalarında zorunlu olarak yapılan taşımalar sırasında darbelere maruz kalırlar. Bu darbeler dişli çarklarda şişmeler meydana getirmektedirler. Söz konusu dezavantajları ortadan kaldırmak için dişli çarklara Şekil 4.8. de gösterilen a, b, c ve d pah işlemleri uygulanmaktadır [15].



Şekil 4.8. Dişlilere uygulanan pah işlemleri

- (a) Diş başında profil boyunca pah
- (b) Yan yüzey pahı – İnce köşeye
- (c) Yan yüzey pahı – geniş köşeye
- (d) Baş ucu pahı

4.7. Gürültüsü Az Makina Konstrüksiyonu

Konstrüksiyon işlemi; mühendisin temel bilimlere, mühendislik bilgi ve deneyimlerine dayanarak, kendisine sorulan teknik bir probleme, genel olarak bir teknik yapıt biçiminde çözüm bulabilmek için ortaya koyduğu yaratıcı zihinsel faaliyetlerin tümüdür [16].

Konstrüksiyon 20. yüzyılın ortalarına kadar doğuştan sahip olunan bir yetenek gibi görülürken daha sonra öğrenilebilir ve öğretilabilir hale gelmiştir. Bir konstrüksiyon problemine çözüm olarak verilen konsept, sadece görülmesi istenen fonksiyonun yerine getirilmesiyle tam anlamıyla oluşturulmuş sayılmaz. Bunun yanında ekonomiklik, imal edilebilirlik, çevre dostu olma, geri dönüştürülebilme, belli ebatların altında veya üstünde olma veya belli kütlelerde olma gibi birçok özelliğide karşılayabilmelidir.

Bu isteklerin aynı anda bir konstrüksiyonda bulunması birbirine zıt durumları ortaya çıkarır. Bu durumda konstrüksiyon işlemi “verilen amaca yönelik optimizasyon işlemi” olarak tanımlamak da mümkündür. Bu optimizasyonlara rağmen ortaya çıkan zıtlıklardan yapılan optimizasyonun göreceli bir optimizasyon olur. Konstrüksiyon işlemi yapıldığı zamana göre değerlendirilmelidir. Bundan yıllar önce kabul gören bir konstrüksiyon bugünün şartlarına göre beğeni görmeyebilir. Günümüzde enerji tasarrufu, çevreyi koruma, maddelerin yeniden değerlendirilmesi yanında ergonomi faaliyetleri ile günümüzde makina satıcılarının prestijini arttıran ve makina alıcılarının karar verirken önemli bir kriter olarak addettikleri ses emisyon değerleri de diğer önemli unsurlardır.

Bir makinanın akustik davranışında en büyük sorumluluk makinanın tasarımını yapan konstrüktörüdür. Makina akustiği alanında yeterli bilgiye sahip ve doğru şekilde yönlendirilen bir konstrüktör daha az gürültülü makinalar tasarlayabilir. Gürültüsü az makina konstrüksiyonu ile ilgili bir bilgi bankası konstrüktöre makina akustiği hakkındaki bilgilere kolay ulaşabilme şansını verecek faydalı bir sistemdir. Bu şekilde; konstrüktör gürültüsü az konstrüksiyon için yönlendirilirken bu sayede konstrüksiyon sürecinde büyük zaman tasarrufları sağlanabilir. Ancak bu bilgiler sık güncellenmelidir. Bu yaklaşım sayesinde, seziye dayalı çözümler dışlanmadan, her adımda, elde edilen sonucun amaca uygunluğu kontrol edilerek olası hatalar, eksiklikler zamanında fark edilir ve gerekli düzeltmelerde yapılır.

Konstrüksiyonu yapılan mamullerin iyileştirilme işlemleri genellikle prototip aşamasında olmaktadır. Böylece mamulün maliyetine ve teslim süresine zarar vermektedir. Ayrıca zaman baskısı altında ulaşılan çözümler de genellikle optimum çözümler olmamaktadır. Bu konstrüksiyonu metodik olarak ele alınmasındaki amaç ardışık işlemler adım adım ilerlemek bu adımlarda gerekli akustik bilgileri konstrüktöre sunmak ve bu şekilde gürültü problemi henüz mamul geliştirme aşamasında büyük ölçüde çözülmesini sağlamaktır.

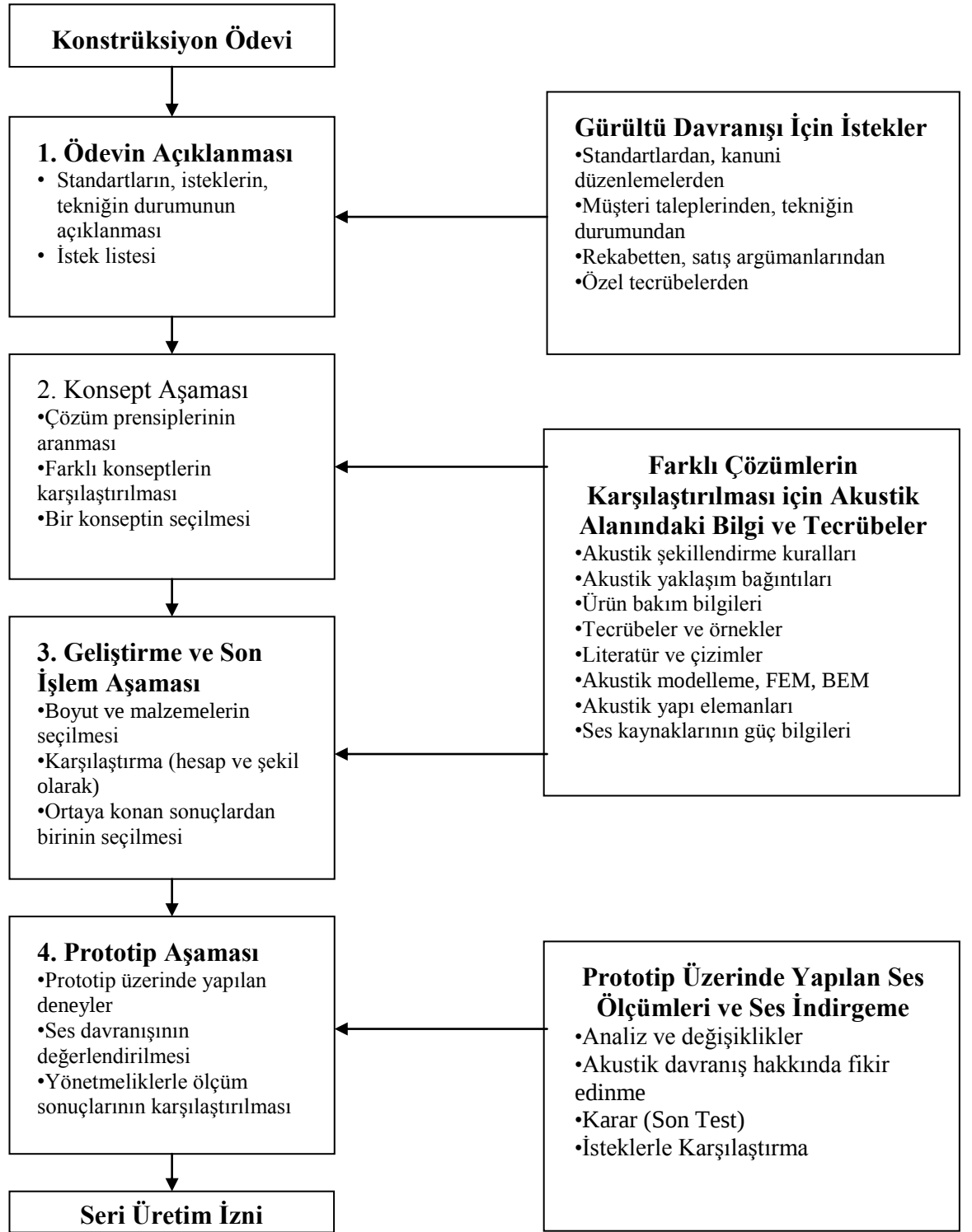
Gürültüsü az mamullerin konstrüksiyonu bir çok standart ve yönetmelikte yer almaktadır. Uluslararası teknik yönetmelik ISO/TR 11688 gürültüsü az ürün konstrüksiyonu için genel bir metod sunmakta ve ses oluşumunun mekanizmalarının sayısını belirtip bazı ses engelleme tedbirlerini saymaktadır. Genel konstrüksiyon aşamalarına makina akustiği bilgilerinin ilave edildiği akış diyagramı Tablo 4.1’de görülmektedir.

Bu akış diyagramından da anlaşılabileceği gibi istek listesi makinanın davranışı ile ilgili bilgileri içermelidir. Örneğin satış aşamasında bir avantaj elde etmek için makinanın daha az sesli olması istek listesinde yer bulabilir.

Konsept aşamasında ses ile ilgili istekler genelde ikinci planda kalır, önemli olan ana fonksiyonun gerçekleştirilmesidir. Geliştirme ve son işlem aşamasında ise karşılaştırma yapmak için epeyce fazla konuda bilgiler gereklidir. Alternatif çözümlerin oluşturulması, farklı gürültü olaylarının konstrüktöre bilgi olarak sunulması ile mümkün olacaktır.

Konstrüksiyon eğitiminde pek fazla dikkate alınmayan prototip aşaması ise makinanın az sesli konstrüksiyonu için büyük önem taşır. Çünkü makinanın ses davranışı gerçek olarak ancak bu aşamada yapılan deneylerle ortaya konabilir. Prototip üzerinde yapılan ölçümler; başlıca ses kaynakları ve sesin yayılma yolları hakkında sayısal değerlendirmelere imkan tanıyacaktır. Böylece sonuçların uygunluğuna göre kabulün yapılması veya değişiklik kararı alınması mümkün olacaktır.

Tablo 4.1 Metodik kontrüksiyon ile makina akustiğı bilgisinin birleştirilmesi



Gürültüsü az konstrüksiyon işlem adımlarında ihtiyaç duyulabilecek bilgiler özet olarak sonraki sayfada Tablo 4.2. de verilmiştir. Her adım için gerekli bilgiler “g”, adımın işlenmesinin ardından diğer adıma devredilen bilgiler de “ç” ile tanımlanmıştır [16].

Tablo 4.2. Gürültüsü az konstrüksiyon işlem adımlarında

ihtiyaç duyulan bilgiler; G : Girdi, Ç : Çıktı

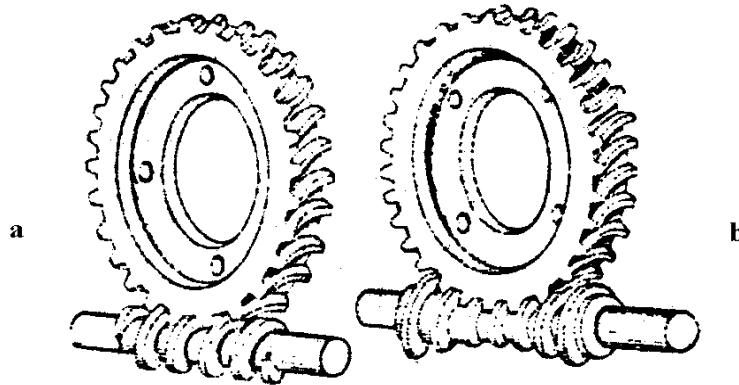
Adım	Ürüne Ait Bilgiler	Makina Akustiği Bilgisi
İsteklerin açıklanması	Ürünün Türü (G) Genel istekler (boyut, güç, kullanım vb.) (G) Akustik istekler (Ç)	İsteklerin sınıflandırılması dokümanlar
Konsept arama	Akustik istekler (G) Fonksiyonel talepler (G) Mekanik yapı (Ç)	Akustik konstrüksiyon düzenlemeleri, tecrübeler
Fonksiyonel elemanların tanımı ve seçimi	Mekanik yapı (G) Kullanılan fonksiyonel elemanların listesi, bu elemanların mekanik ve akustik özellikleri (Ç)	Elemanlarla ilgili tecrübeler, yaklaşım formülleri, data yaprakları, deneyler, analiz prosedürleri
Fonksiyonel elemanlar arasındaki bağlantıların ortaya konması	Kullanılan fonksiyonel elemanların listesi (G) Fonksiyonel eleman – ara bağlantı yapısı (Ç)	Ses oluşum zinciri bilgisi, ara bağlantı yapısı için akustik konstrüksiyon düzenlemeleri
Bir ses akım modelinin ortaya konması ve güncellenmesi	Fonksiyonel eleman – ara bağlantı yapısı (G) Ses akım modeli (Ç)	Örnek ses akım modelleri, bileşenler, yapı taşları
Akustik davranışın hesaplanması	Ses akım modeli (G) Makina akustiği davranışları (ses gücü, ses basıncı, bir bölgede veya bir kaynaktaki ses gücü payı) (Ç)	Kaynaklar için hesap algoritmaları, yansıtma ve nakil elemanları
İsteklerin sağlanıp sağlanmadığının denemesi	Akustik istekler (G) Makina akustiği davranışları (G) Sınamanın sonucu (Ç)	Karar kriterleri, tecrübeler, ton ve impuls içeren seslerin dikkate alınması için yöntemler
Kaynak taşıyıcı ve yansıtıcı üyelerin elde edilmesi	Makina Akustiği davranışları (G) Elemanların akustik paylarının bir dizi şeklinde elde edilmesi (Ç)	Dizinin elde edilmesi için stratejiler, önemlilik kriterleri
Bir fonksiyonel elemanın veya bağlantı yapısının optimizasyonu için karar verilmesi	Akustik pay dizisi (G) Mekanik veya ekonomik değerlendirmeler (G) Optimize edilecek obje (Ç)	Ses oluşum zinciri bilgisi, optimizasyon düzenlemeleri, basitleştirmeler, tecrübeler, örnekler, gözlemler
Bir fonksiyonel elemanın veya bağlantı yapısının optimizasyonu	Optimize edilecek obje (G) Fonksiyonel elemanın mekanik ve akustik özellikleri (G) Optimize edilmiş yapı elemanı ve ara bağlantı yapıları (Ç)	Fonksiyonel alemana ait data yaprakları, yaklaşım formülleri, tecrübeler, örnekler, eleman ve bağlantılar için akustik konstrüksiyon düzenlemeleri

5. YAPILAN ÇALIŞMALAR

5.1. Sonsuz Vida Mekanizması

Sonsuz vida mekanizması (Şekil 5.1) birbiriyle kesişmeyen ve paralel olmayan iki mil arasında güç ve hareket ileten özel bir spiral dişli mekanizmasıdır [2].

Millerin izdüşümleri arasındaki açı genellikle 90° dir. Aslında mekanizmayı oluşturan her iki dişli birer helisel dişlidir. Ancak küçük dişlinin genişliği çapa göre çok büyük olduğundan dişler helis yani vida şeklini almışlardır; şöyle ki küçük dişlinin diş sayısı Z_1 esas vidanın ağız sayısı olmaktadır. Bu nedenle küçük dişliye sonsuz vida denilmektedir. Sonsuz vidanın şekline göre, sonsuz vidanın silindirik (Şekil 5.1 a, 5.2 a) olduğu silindirik sonsuz vida mekanizması ve sonsuz vidanın çark üzerine sarıldığı (Şekil 5.1 b, 5.2 b) globoid mekanizma olmak üzere iki türlü mekanizma mevcuttur.



Şekil 5.1 a) Silindirik sonsuz vida b) Globoid sonsuz vida

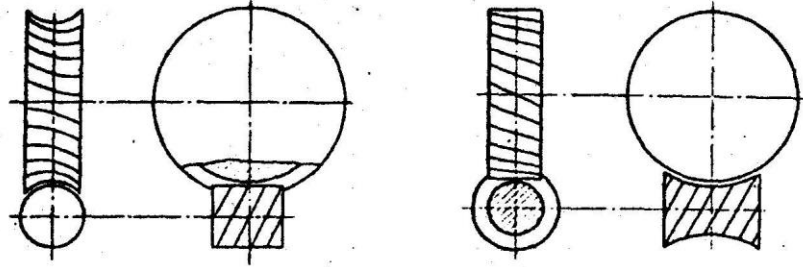
Sonsuz vida mekanizmasının genel özellikleri şu şekilde açıklanabilir:

- Bir helisel dişli olan çarkın dişi ile vida arasında eş çalışma özelliği mevcuttur. Bundan dolayı silindirik sonsuz vida mekanizmalarında diş ile vida arasındaki temas, çizgisel temastır. Böylece bu mekanizmaların yük taşıma kabiliyeti spiral dişli çarklarından çok daha büyüktür.

b. Sonsuz vidanın diş sayısını ifade eden ağız sayısı genellikle $z_1 = 1$ ile 4 değerleri arasında değişir. Böylece mekanizmanın çevrim oranı

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (5.1)$$

olarak ifade edilir. z_1 in küçük olduğu göz önünde tutulursa sonsuz vida mekanizmalarında yüksek çevrim oranlarının sağlandığı anlaşılır. Genellikle silindirik sonsuz vida mekanizmalarında çevrim oranı $i_{12} = 25$ ile 30 değerleri arasında değişirken, globoid mekanizmalarda bu değer 100 e kadar çıkabilir.

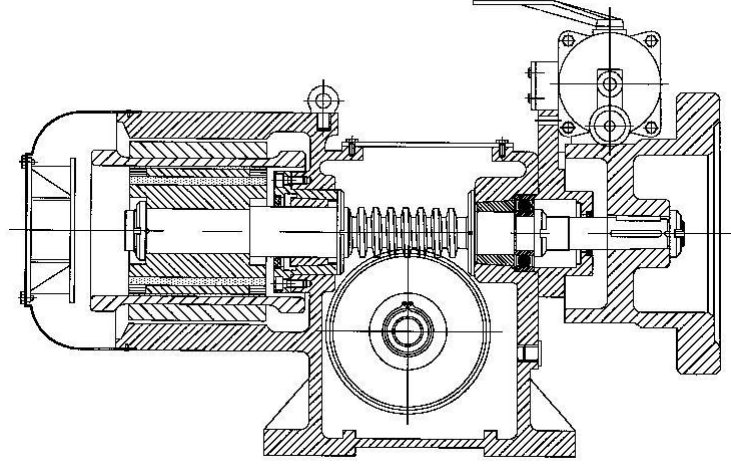


şekil 5.2 Silindirik sonsuz vidanın ve globoid sonsuz vidanın teknik resmi

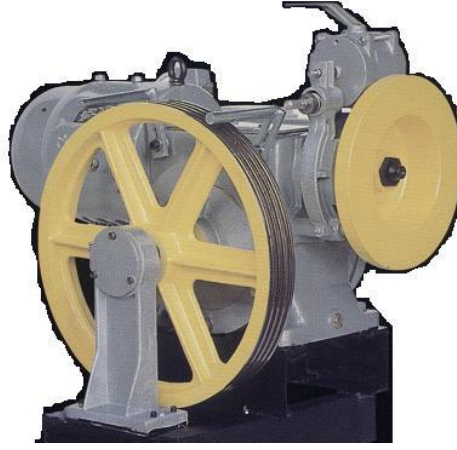
5.2. DeneySEL İncelemeler

5.2.1. Tahrik Hattının Modelinin Detayları

Deneyde ASRAY firmasına ait (model 140) tek ağızlı ve modülü 5 olan sonsuz vidaya karşılık 46 dişe sahip çark ile (model 125) tek ağızlı ve modülü 5 olan sonsuz vidaya karşılık 41 dişe sahip çarktan oluşan asansör tahrik mekanizmaları doğrudan elektrik motorundan tahrik edilmektedir. Elektrik motorunun devir sayısı 1500 / 375 d/dak'dır. şekil 5.3'de mekanizmanın teknik resmi, şekil 5.4'de ise resmi görülmektedir.



Şekil 5.3 Asansör tahrik hattının teknik resmi



Şekil 5.4 Asansör tahrik hattının resmi

5.3 Oluşturulan Hasarlar

Makina motor ve aksamalarında oluşan hataların tespiti için makinadan gelen seslerin kaydedilmesine dayanan deneysel çalışmada, tahrik hatlarındaki hasarlar şunlardır :

- Hafif derecede aşınma
- Dişte çentik
- İleri derecede aşınma

5.4 Deney Setinin Kurulması ve Kullanılan Aletler

Hasarlı ve hasarsız mekanizmalardan gelen sesleri kaydetmek üzere bir RAM ve GB harddisk kapasitesinde bir dizüstü bilgisayarı üzerine kurulu Sound Forge 6.0 programı

kullanıldı. Oluşan sesler bir mikrofon üzerinden bilgisayar ortamına aktarılarak, kaydedildi.

1990’lardan itibaren kullanılmakta olan Sound Forge 6.0, Windows için hazırlanmış profesyonel bir ses düzenleme programıdır. Bir ses dosyasının üzerinde değişik işlemler yapmak, filtre ve efekt gibi öğeler eklemek veya iyi kaydedilmemiş bir sesi çeşitli yöntemlerle temizlemek için iyi bir ses editörüne ihtiyaç vardır. İçinde bulunan seçenekler yardımı ile bütün bu görevleri başarı ile yerine getiren ve bu alanla ilgilenen kullanıcılar arasında en popüler programlardan biridir.

Yazılım, kullanılan versiyonunda, endüstri için ses düzenleme, ses kaydetme, efektleri işleme, çok sayıda dosya formatında işlem yapabilme ve kayıt yapma imkanını kullanıcılarına sunmaktadır. Eski versiyonlarda olmayan yeni özellikler eklenmiş, eski özellikler ise işlemlerin daha hızlı ve daha iyi yapılabilmesi için düzenlenmiştir.

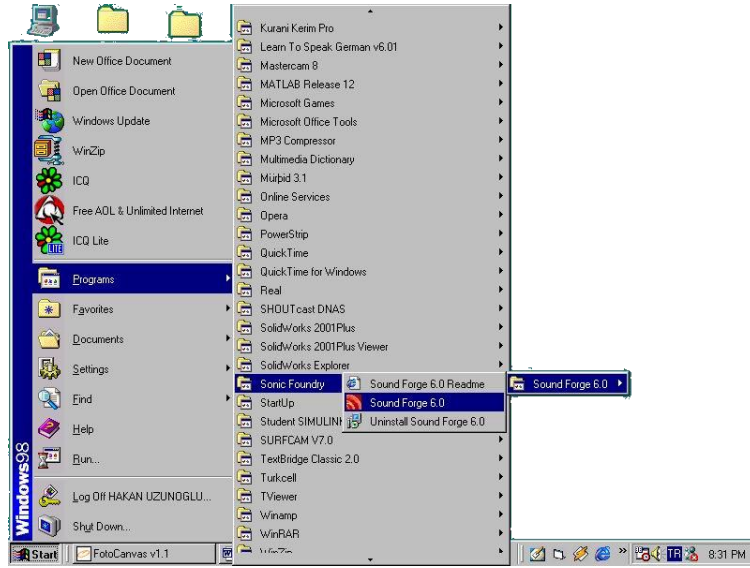
Kullanılan ses işleme yazılımı 35 gerçek zamanlı ses efekti (real time sound efect) ve daha önceden hazırlanmış 200 işlemi (preset) yapabilmektedir. Bunun yanı sıra, akustik simulasyon, “track-at-once” CD kayıt, geliştirilmiş bir arabirim yanında 4GB ve daha büyük dosyalar için tam destek, güçlü ve hızlı tahribatsız ses düzenleme, arttırılmış düzenleme hassasiyeti için arttırılmış yakınlaşma (24 : 1) ve kişiye özel yakınlaşma seçenekleride bulunmaktadır.

Makina grubundan elde edilen seslerin kaydedilmesinde ve işlenmesinde kullanılan Sound Forge 6.0 için minimum sistem gereksinimleri şunlardır:

- Pentium II 500 MHz,
- Windows 95/98/Me/NT/2000,
- 32MB RAM,
- Ses kartı; ve 32/64-bit/192KHz ses desteği,
- 18 DirectX plug-in [19].

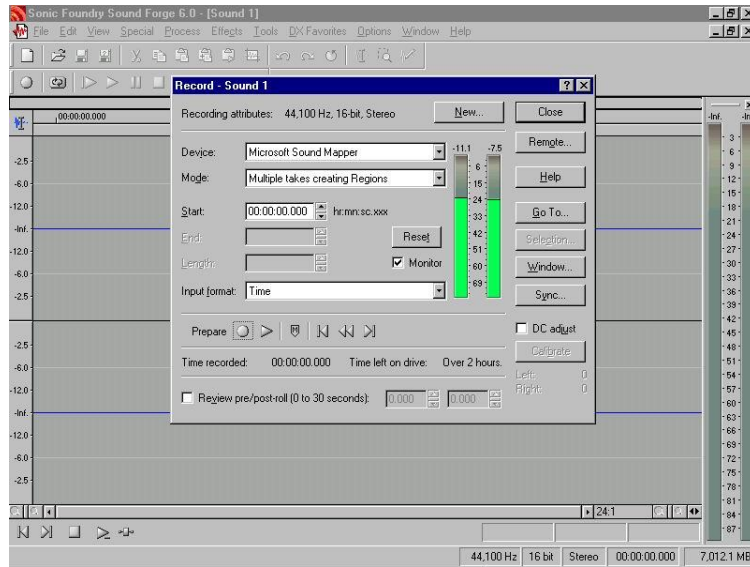
5.4.1 Sound Forge 6.0 İle Basit Bir Ses Kaydının Yapılması

Ses ölçüm işlemi için bilgisayar açıldıktan sonra Başlat menüsünden ve Programlar sekmesinden Sonic Foundry ve sonrasında Sound Forge 6.0 tıklanır. (şekil 5.5).



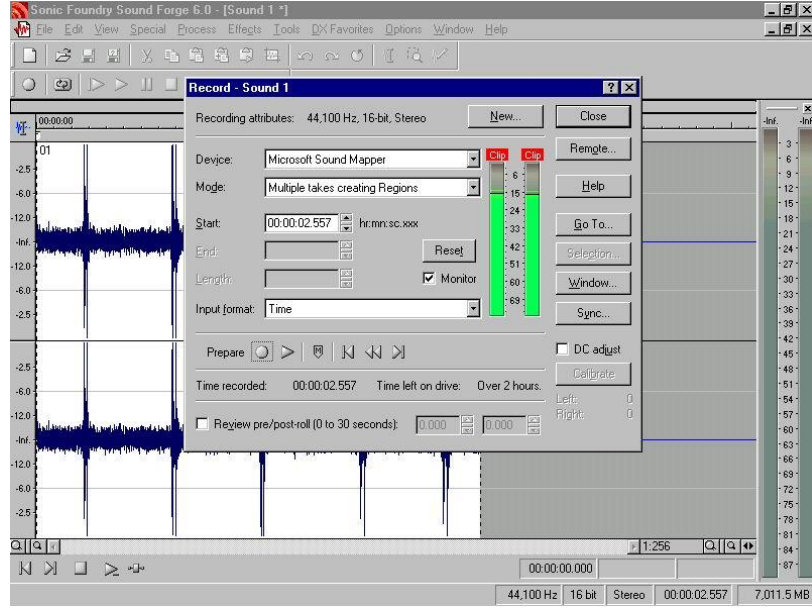
Şekil 5.5 Sound Forge 6.0 programının açılması

Daha sonra ses kaydı yapmak üzere ekranın sol üst köşesindeki record tuşu tıklanır. Tıklanıldığında yeni bir ses kaydı için boş bir grafik anteti ve “Record – Sound 1” başlıklı bir pencere açılır (Şekil 5.6).



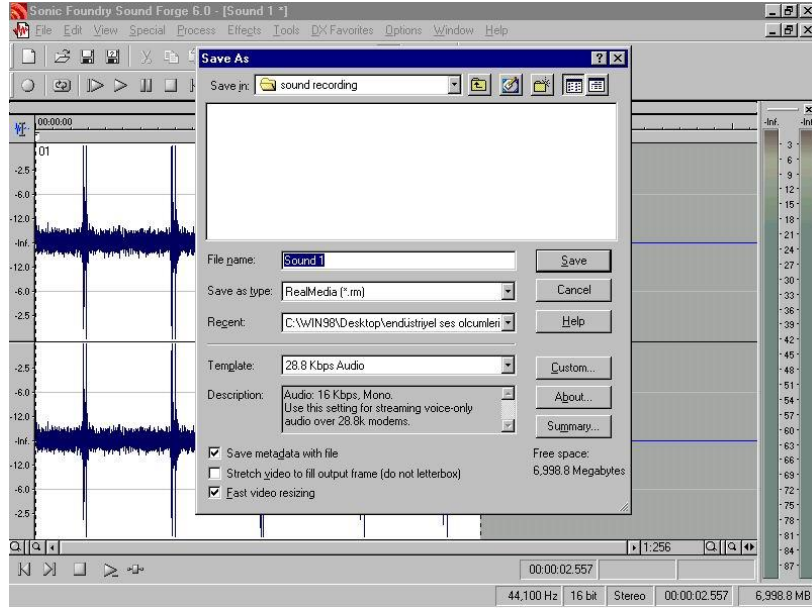
Şekil 5.6 Kayıt ekranının açılması

Bu aşamadan sonra ses sinyallerini toplamak üzere mikrofon ses kaynağına yaklaştırılır. Ses kaydını başlatmak için Record (kaydet), ses kaydını durdurmak için stop (durdur) tuşuna basılır. Kayıt bittiğinde ekran Şekil – 5.7’teki gibidir.



Şekil 5.7 Ses kaydının yapılması

Close (kapat) tuşuna basarak grafik ekranına dönülür. Dosyayı istenilen bir ad ile kaydetmek için file (dosya) sekmesinden save as (farklı kaydet) tıklanır. Save as penceresinde file name kısmına istenilen ad yazılır. Son olarak save tuşuna basılarak dosya kaydedilir (Şekil – 5.8).



Şekil – 5.8 Dosyanın kaydedilmesi

5.5 Deneysel Prosedür

Tüm deneyler ses izolasyon odasında gerçekleştirilmiştir. Ses izolasyon odası havadan yayılan sesleri içerideki teçhizattan izole edebilecek şekilde inşa edilmiştir. Ancak bir ağır sanayi kuruluşu olan ASRAY firmasında üretim sırasında zeminden iletilebilecek

sarsıntıların ölçümlerin hassasiyetine zarar verebileceği düşünülerek ölçümler üretimin durduğu geç saatlerde (18:00 dan sonra) yapılmıştır. Hasarlı ve sağlam haldeki sonsuz vida çark ikilileri şu şekilde tanıtılmıştır.

A : Sağlam sonsuz vida, çark

B : Hafif derecede aşınma olan sonsuz vida, çark

C : Diş üzerinde çentik olan sonsuz vida, çark

D : İleri derecede aşınma olan sonsuz vida, çark

E : Profil hatası olan sonsuz vida, çark

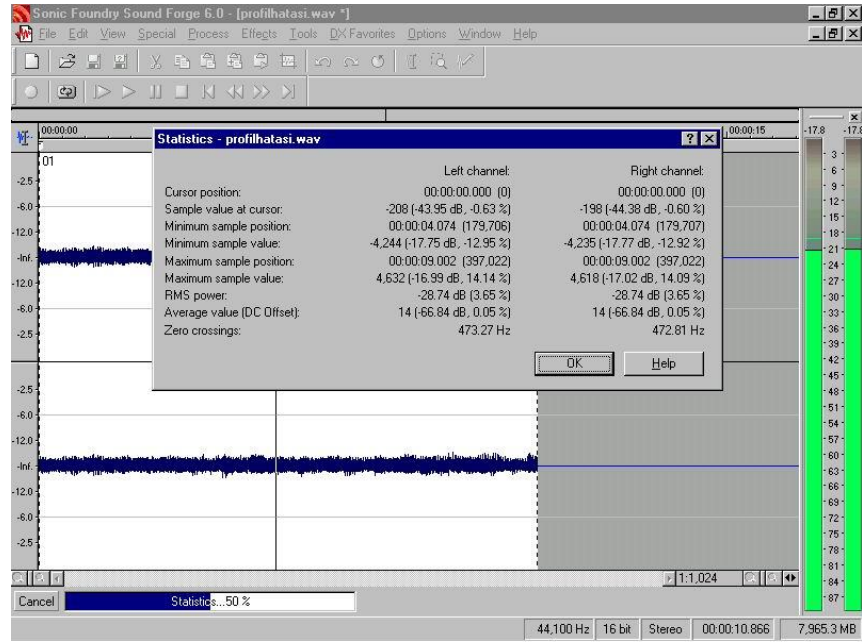
Ses sinyallerinin toplanması için gereken noktanın seçilmesi için ölçüm amacıyla kullanılan mikrofon “high” konumuna getirilerek ölçümün hassaslığı sağlanmıştır. Daha sonra karter (a), dişli çark mili (b) ve sonsuz vida milinden (c) ölçümler alınmıştır.

Ölçüm noktası sonsuz vida mili olarak seçilmiştir. E durumu baz alınarak yapılan ölçümler sonucunda ölçüm noktası sonsuz vida – volan kısmı olarak seçilmiştir (B : Boşta, Y : Yüklü). Tablo 5.1’de imleç grafik ekranda ilerlerken program tarafından playmeter kısmında gözüken maksimum ve maksimuma yakın değerler kullanılmıştır.

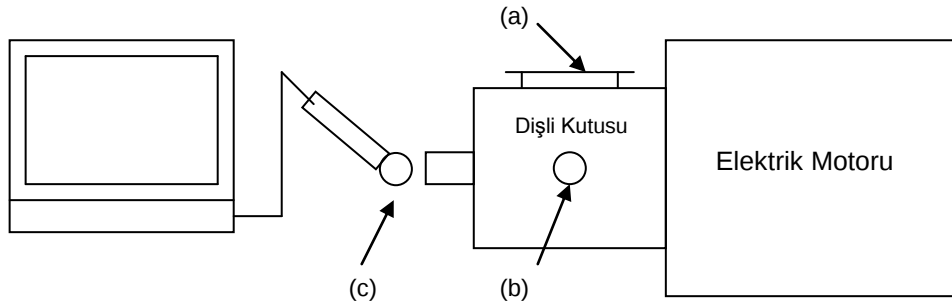
Tablo 5.2’de ise tüm ses basıncı düzeyi değerlerinin içerisindeki en yüksek ve en düşük değerler ile bunların ortalamaları gösterilmiştir. Bu istatistikler yapılırken motorun hızlananana kadar ve fren sonrası durumları ihmal edilmiştir. Bu iki tablonun oluşturulması için gereken işlemlerin gözüktüğü ekran Şekil 5.9’da görülmektedir. Test teçhizatının şematik gösterimi Şekil 5.10’da görülmektedir.

Tablo 5.1 Baz alınan sistemlerin ölçüm değerleri (B : Boşta, Y: Yüklü)

Baz Alınan Nokta		En Yüksek Değerler (dB)					Ortalama Değer (dB)
Sonsuz Vida	B	70.8	71.3	72.2	73	73.5	72.16
	Y	69.7	69.8	70.3	70.7	70.8	70.26
Karter	B	62.7	63.7	64.2	65.7	67.4	64.74
	Y	65.5	65.3	65.7	67.2	67.5	66.24
Çark	B	61.7	62.8	62.9	63	63.1	62.7
	Y	70.5	71.4	71.8	72.5	72.8	71.8



Şekil 5.9 İstatistik ve Playmeter kısmının birlikte gösterimi



Şekil 5.10

Test teçhizatının şematik gösterimi

5.6 Uygulama

Ses sinyalleri Sound Forge 6.0 programına aktarılarak grafik çıktıları alınmıştır. Grafiklerde yatay eksenle kayıt süresi bulunmaktadır. Dikkate alınması gereken kısım ise ses gücü düzeyinin bulunduğu düşey eksenidir. Düşey eksenle ses basıncı düzeyi negatif işaretli olarak verilmektedir. Ses gücü düzeyleri 0-90 dB arası çözünürlük değeri seçilmiş olduğu halde şu şekilde hesaplanır.

$$\text{Ses basıncı düzeyi} = 90 - \text{Grafikte okunan değer} \quad (5.1)$$

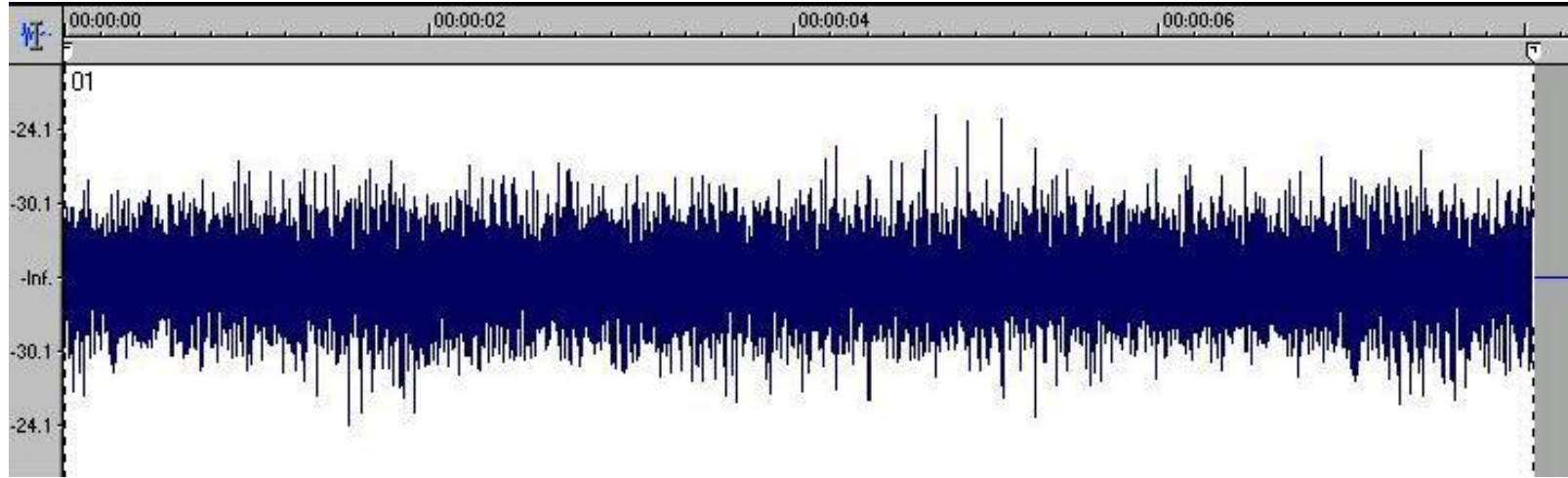
Örnek olarak; A durumunda (Şekil 5.11) ses sinyallerinin genliklerinin en düşük örnekleme değeri -24.0 ve en yüksek örnekleme değeri ise -23.24'dür. Bu değer 0 – 90 db arasındaki değerler için sırasıyla 66 dB ve 66.76 dB olacaktır. Diğer değerler Tablo

5.2 de görülmektedir. Genlik artışları Şekil 5.12’de ve Şekil 5.13’de periyodik ve Şekil 5.14’de ise statik bir şekildedir.

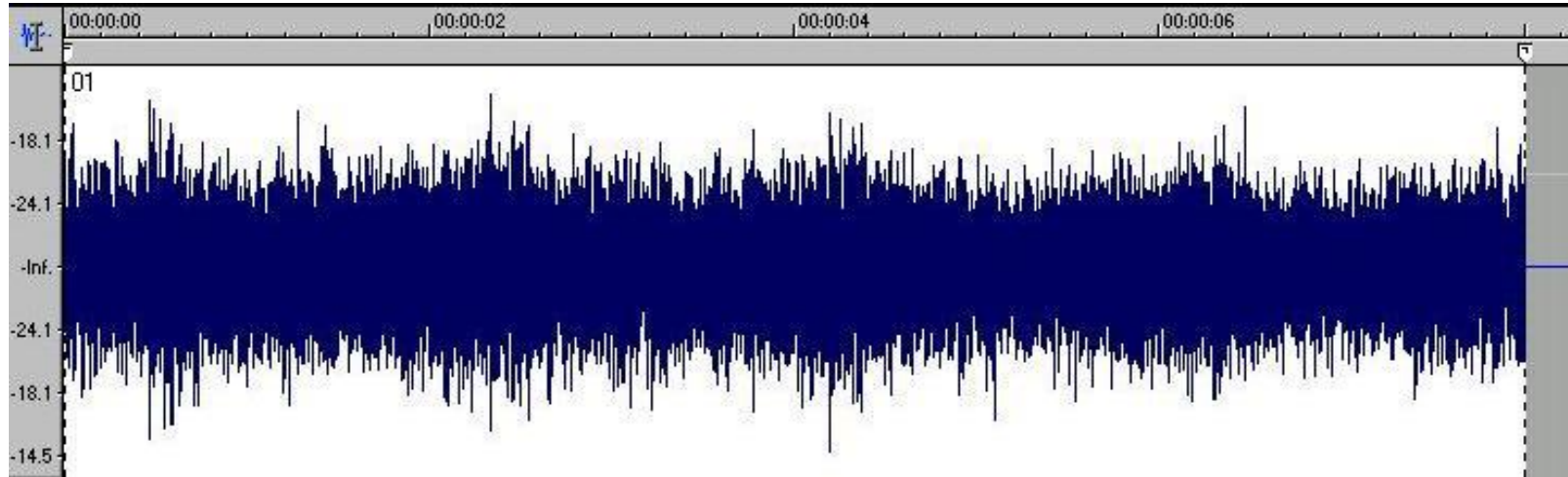
Tablo 5.2 Farklı hasar durumları için ses basıncı düzeyleri

Hasar Durumları	En düşük örnekleme değeri (dB)	En yüksek örnekleme değeri(dB)	Ortalama örnekleme değeri (dB)
A	66	66.76	66.38
B	74.63	75.34	74.99
C	81.78	80.18	80.98
D	85.57	82.62	84.095

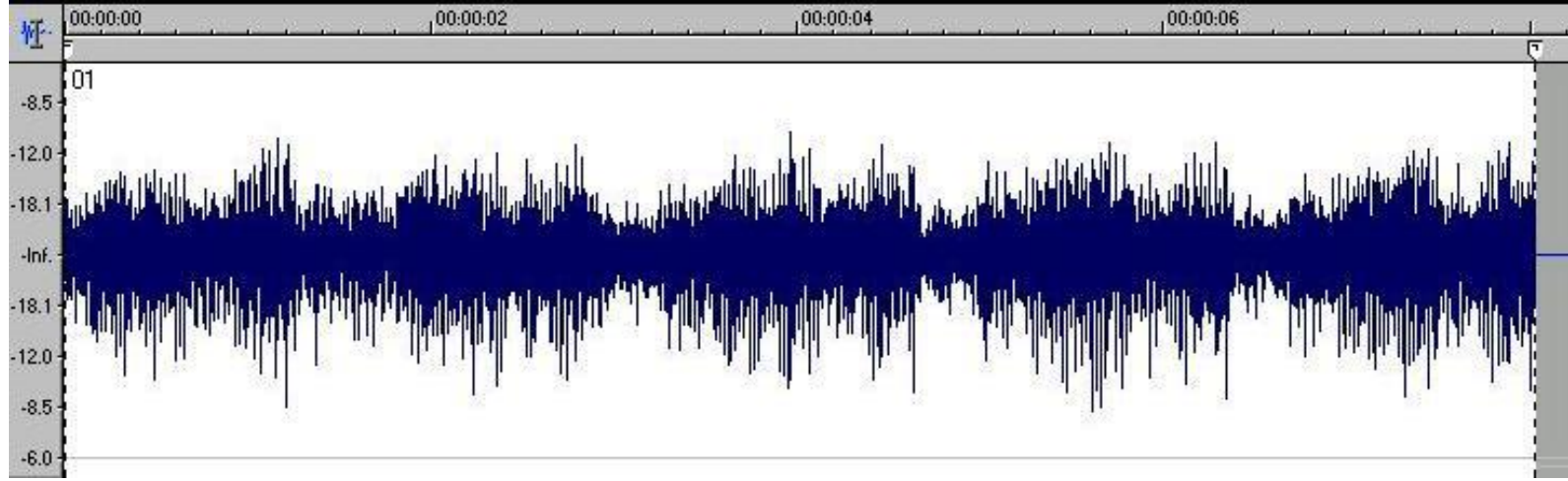
Sağlam sistemle diğer hasar simülasyonu yapılmış sistemler karşılaştırıldığında, tahrik ünitelerindeki hasarların belirtildiği ciddiyetlerde kendilerini grafiklerde ve istatistiklerde gösterdiği anlaşılmıştır. Bu yöntem kullanılarak bir siteye gidilmiş ancak ölçümler sonrasında durum izleme çalışmasının öngördüğü soyut ve somut gözlemler sonucunda ciddi bir hasar görülmemiştir. Bu ölçümlerin ses kaydı grafikleri ve spektrum analizi Ek B’de görülmektedir.



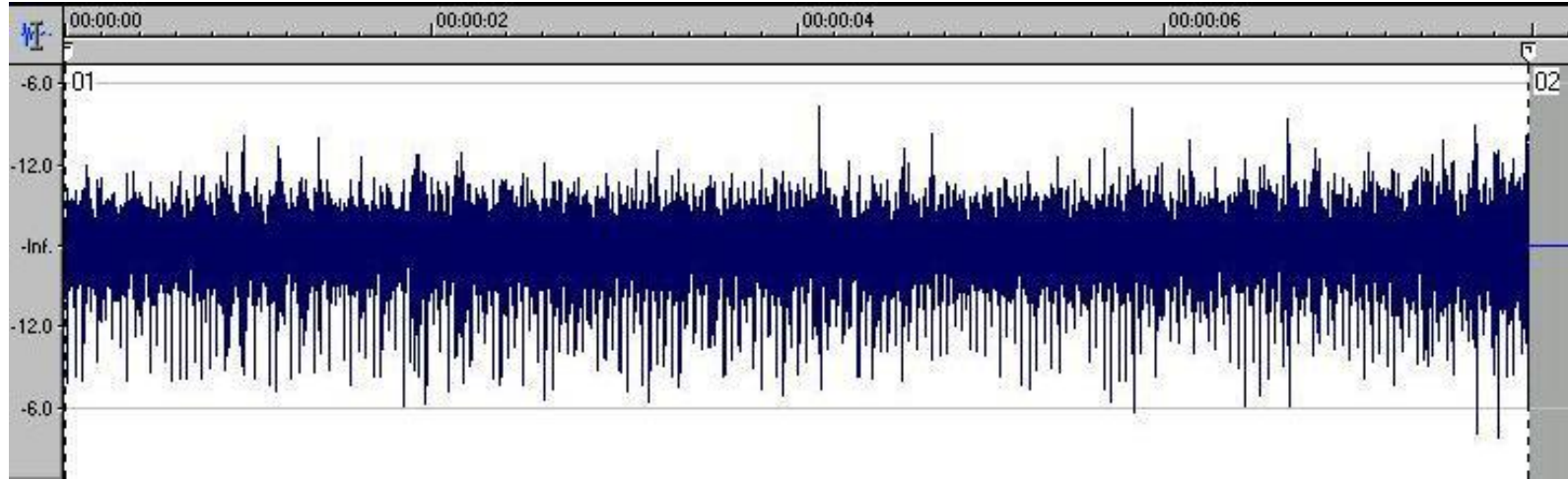
Şekil – 5.11 A durumu (Hasarsız)



Şekil 5.12 B durumu (Hafif derecede aşınma olan sonsuz vida, çark)



Şekil 5.13 C durumu (Diş üzerinde çentik olan sonsuz vida, çark)



Şekil 5.14 D durumu (İleri derecede aşınma olan sonsuz vida, çark)

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Sonsuz vida mekanizması hassas yataklanmış sonsuz vida mili ve toleranslı olarak montajı yapılmış karşı çarktan meydana gelmiştir. Dişli kutusu açılmadan mevcut durumun tespit edilmesi varsa hasarların incelenmesi ve gerekli tedbirlerin alınması amacıyla, ideal haldeki sistem kayıtları alınmış ve bunlar üzerinde hasar simüle edilmiş dişli kutularından alınan ses kayıtlarıyla karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak durum izleme ve benzeri bakım işleri için ses kayıtlarının alınması sorun yaratan mekanizmaların durumlarının demontaj yapılmadan anlaşılmasını sağlamaktadır.

Ancak son yıllarda teoriden sıyrılarak pratikleşme yolunda ilerleyen yapay sinir ağları yönteminin bu yönteme göre bazı avantajları olduğu yapılan incelemeler sonucunda görülmüştür.

Test teçhizatından elde edilen verilerdeki bir dizi değer bir yapay sinir ağına öğretilmiş olsaydı (giriş veri seti olarak) ortalama hata % 5 – 10'lar seviyesinde olacaktı. Bu rakam çok iyi bir rakamdır. Çünkü klasik yöntemlerde % 1 bile mükemmel bir yaklaşım olarak görülmüştür.

Ağ başarılı bir şekilde eğitildikten sonra sıra hasarların ayrılmasına gelecektir. Aynı sistemle eğitilen ağ hasarları farklı olarak algılamayı da başaracaktır. Bu çalışmada sunulan ve tartışılan sonuçlar yapay sinir ağları yaklaşımının bir model tahrik hattından elde edilen 3 farklı tip hasarın oluşturduğu sinyalleri işlemek için başarıyla kullanılabileceğini göstermiştir. Bu sinyaller iki sinyal toplama noktasından alınmıştır. Tahrik hattından elde edilen titreşim sinyalleri dişli kutusuna kasıtlı olarak verilen tek veya çoklu hasarların sayesinde oluşturulur. Oluşturulan sinyaller toplanır ve belli ölçüm noktalarından değerler alınarak yapay sinir ağına giriş vektörü olarak beslenir. Bu sistemin hasarları tahmin etmekteki yaklaşımı % 5' ler seviyesinde olabilmektedir [12]. Oysa ki sadece titreşim analizi ile yapılan çalışmalarda erken teşhis için çok zahmetli bir süreçten geçmek gerekmektedir. Yapay sinir ağları yaklaşımı ve dalgacık analizi yaklaşımı ile çalışan bir erken uyarı sistemi sadece erken teşhis yapmakla kalmaz. Ayrıca yapay sinir ağlarıyla işlenmiş veri üzerinde farklı tipteki hasarları sınıflandırma

ve tek ve çoklu hasarları birbirinden ayırarak makinenin sağlık durumunu kararlaştırma yoluyla kullanılabilir [12]. Ancak diğer sistem hasar sınıflandırması yapamamakta sadece grafiklerde ki artışları göz önünde bulundurarak bakım işlemeine karar verilmektedir [19].

Bu çalışmanın devamı niteliğinde durum izleme amacıyla dönen makinalardaki hasarların erken teşhisleri için dalgacık dönüşümünün yapay sinir ağları ile birleşimi model tahrik hattında oluşan farklı hasarları birbirinden ayırt etmede başarılı olabilmektedir.

Yapay sinir ağları sürekli bir makine durum izlemesi için insan işletmeciye veya makinayı demonte etmeye gerek kalmadan çok etkili, verimli ve güvenilir olmasına rağmen, yapay sinir ağları yönteminin eğitim algoritmasının oluşturulması ve bu algoritmanın tüm ölçümlere uygulanması gerektirmesi ile test teçhizatının kurulmasının yüksek maliyetler gerektirmesi nedenleriyle ileride uygulama imkanları bulunacaktır.

KAYNAKLAR

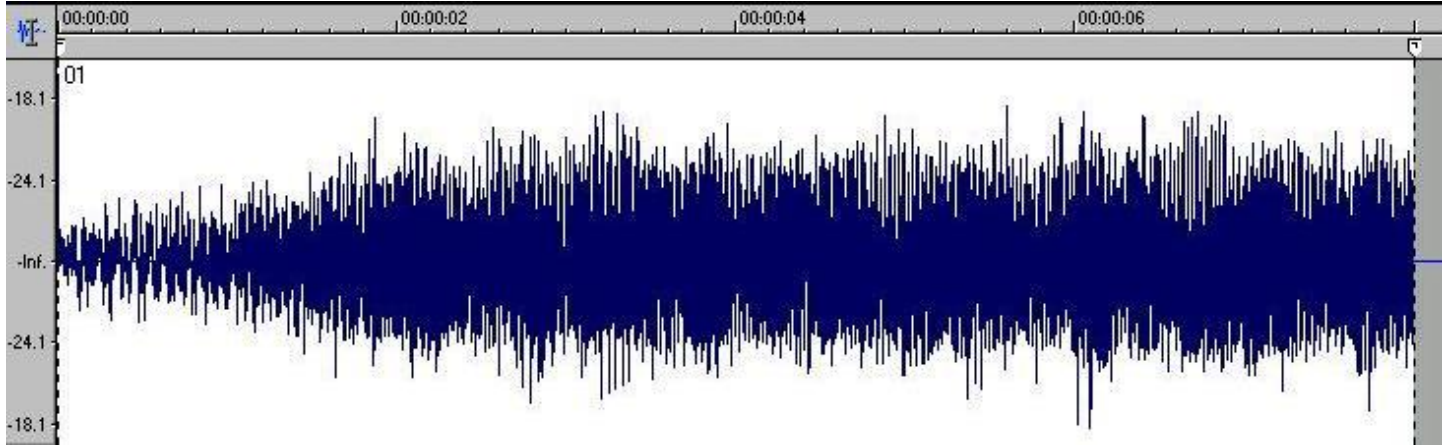
- [1] **ASM Handbook Committee**, 1975. Metals Handbook, American Society for Metals, Ohio.
- [2] **Tahralı, N., 1988.** Dişli Çark Mekanizmalarında Titreşim ve Gürültü, 3. Ulusal makina teorisi sempozyumu, İzmir 12 – 14 Ekim 1988., 511 – 521.
- [3] **<http://www.compsys.com/drknow/aplpapr.nsf>**
Vibration kısayolundan şu makalelere ulaşılabilir. Reeves T., 1998 Vibration Analysis of Gears, Basic Signal Processing for Vibration Data Collection, Knoxville, Tennessee.
- [4] **<http://kontrolsistemleri.s5.com/bakimplanlamasi.htm>**
Bakım planlaması
- [5] **Savcı M., 2002.** İTÜ Makina Mühendisliği Yüksek Lisans “Bakım Tekniği” Ders Notları.
- [6] **Ayaz, E., 2003.** Elektrik Motorlarında Dalgacık Analizi Yaklaşımı ile Rulman Arıza Tanısı ve Yapay Zeka Tabanlı Durum İzleme Sistemi, Doktora Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [7] **Forrester, B. D., 1989.** Use of the Wigner—Ville distribution with helicopter transmission fault detection. Proceedings of the Australian Symposium of Signal Processing and Applications, ASSP A - 89 Adelaide, Australia. 1—19 April.
- [8] **Forrester, B. D., 1989.** Analysis of gear vibration in the time-frequency domain. Proceedings of the 44th Meeting of the Mechanical Failures Prevention Group of the Vibration Institute, Virginia Beach Virginia, 3—5 April.
- [9] **İmrak, C. E., 1996.** Asansör Sistemlerinin Trafik Analizi, Dizaynı ve Simülasyonu, Doktora Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [10] **Baydar, N. and Ball, A.** Detection of gear deterioration under varying load conditions by using the instantaneous power spectrum. Mechanical System and Signal Processing. 14 (6): 907-921. 2000.

- [11] **Baydar, N. and Ball, A.** A comparative study of acoustic and vibration signals in detection of gear failures using Wigner-Ville distribution. *Mechanical System and Signal Processing*. 15 (6): 1091-1107. 2001.
- [12] **Esat I. I. And Badı M. N. M., 1997.** Artificial neural network based fault diagnostics of Rotating Machinery using wavelet transforms as a preprocessor. *Mechanical System and Signal Processing*, 11, 751—765. 2001.
- [13] **Cohen L. 1989.** Time—frequency distributions~a review. *Proceeding of the IEEE*, Vol. 77, No. 7. July.
- [14] **Erdoğan, D., 2001.** Gürültü Tanımı, Kontrolü, Taşıtlarda Gürültüye Sebep Olan Kaynaklar ve Önlemler, Lisans Tezi, Y.T.Ü., Mühendislik Fakültesi, İstanbul.
- [15] **Babalık, F. C. ve Korkmaz H., 1993.** Otomobil Dişli kutularında konstrüktif önlemlerle gürültünün azaltılması, 6. *Ulusal makina teorisi sempozyumu*, Trabzon Eylül 1993., 557 – 563.
- [16] **Babalık, C. ve Çavdar, K., 2000.** Gürültüsü az makina konstrüksiyonlar alanında çalışan konstrüktörler için yardımcı bir sistem : GAMAK, 9. *Uluslararası Makina Tasarım ve İmalat Kongresi*, ODTÜ, Ankara, 13 – 15 Eylül 2000, s. 393 – 400.
- [17] **Akkurt, M., 1982.** Makina Elemanları III, Birsen Yayınları, İstanbul.
- [18] **<http://www.sonicfoundry.com/products/showproduct.asp?PID=668>**
Sound Forge 6.0 Mamul Bilgisi
- [19] **Sipahi, C. V., 1995.** Dişli Çark Hata Ve Hasarlarının Titreşim Analizi İle Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

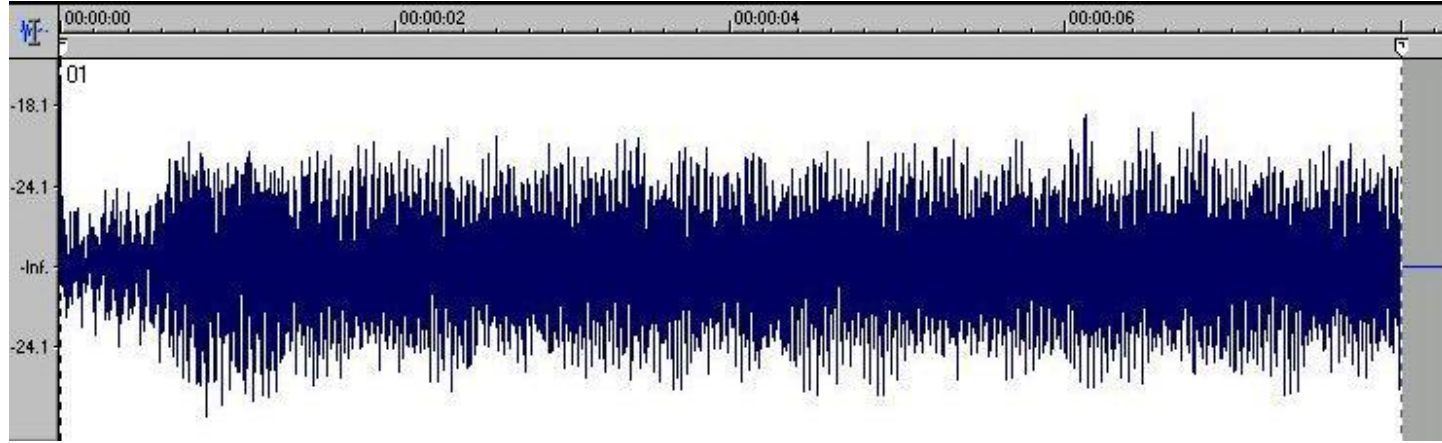
EK A. ÖLÇÜM NOKTASININ SEÇİMİ

Bu bölümde ölçüm noktasının seçimi için baz alınan E hasar durumunda (Profil hatası) sonsuz vida mili, karter ve çark milinden alınan ölçümlerin grafikleri görülmektedir.

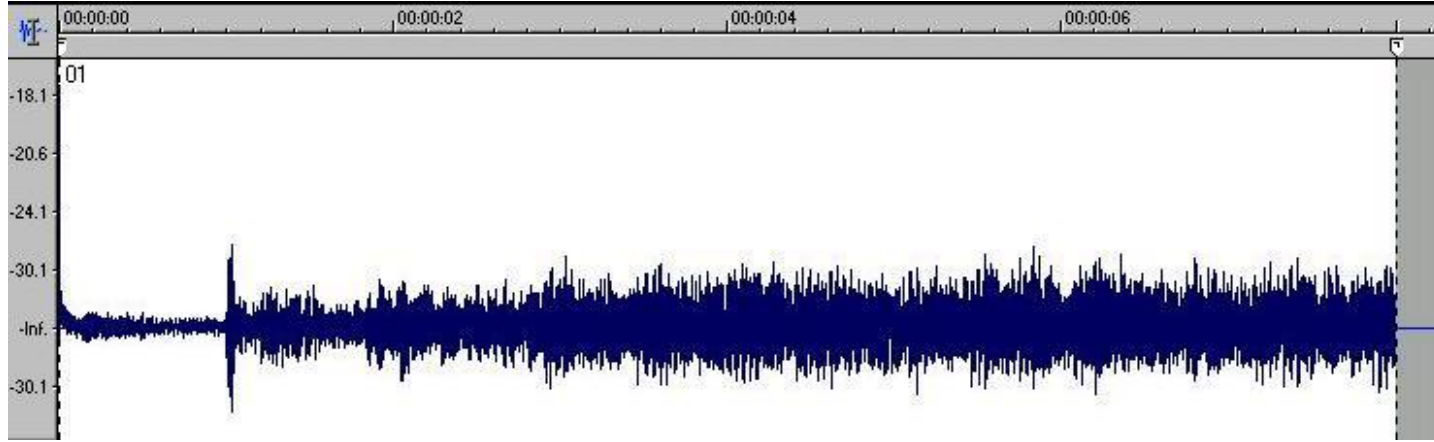
Tablo 5.1' e göre ölçüm noktası sonsuz vida miline yakın nokta olarak seçilmiştir.



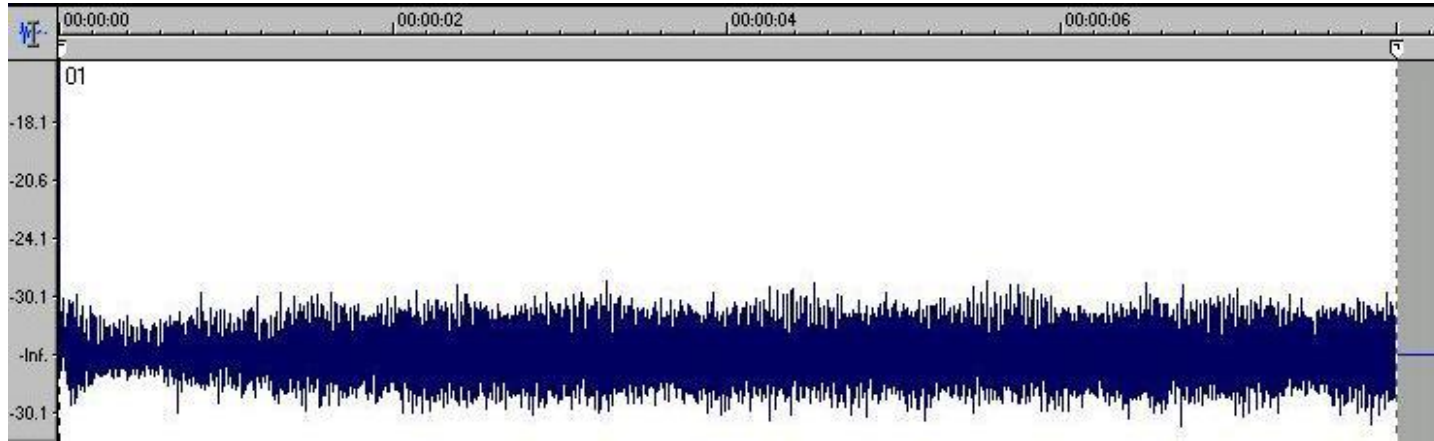
Ek A.1 Sonsuz Vida Milinden Alınan Ölçüm



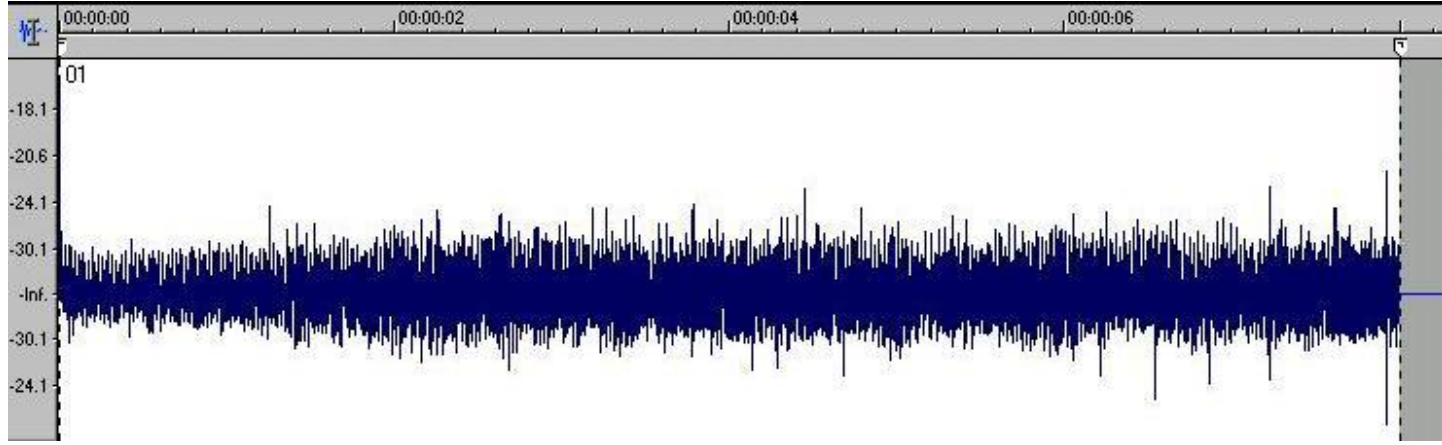
Ek A.2 Sonsuz Vida Milinden Yüklü Halde Alınan Ölçüm



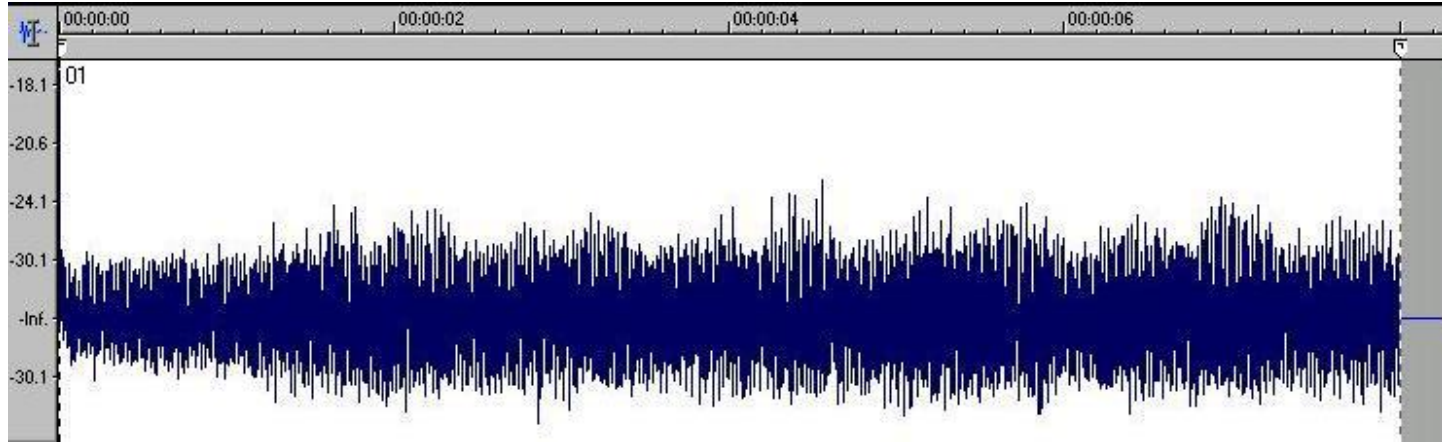
Ek A.3 ark Milinden Alınan lm



Ek A.4 ark Milinden Yüklü Halde Alınan lm



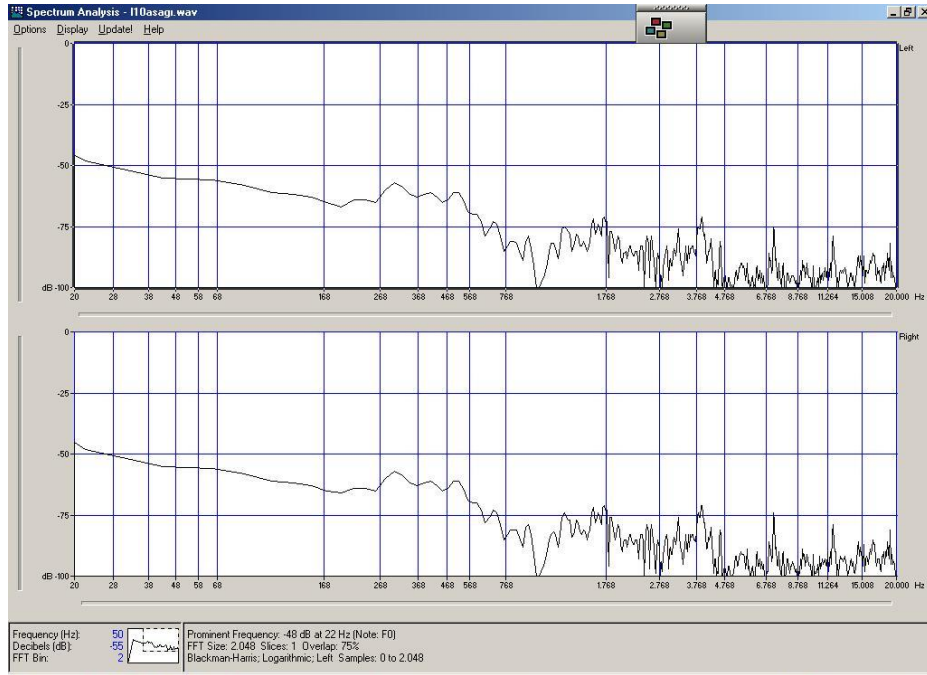
Şekil A.5 Karterden Alınan Ölçüm



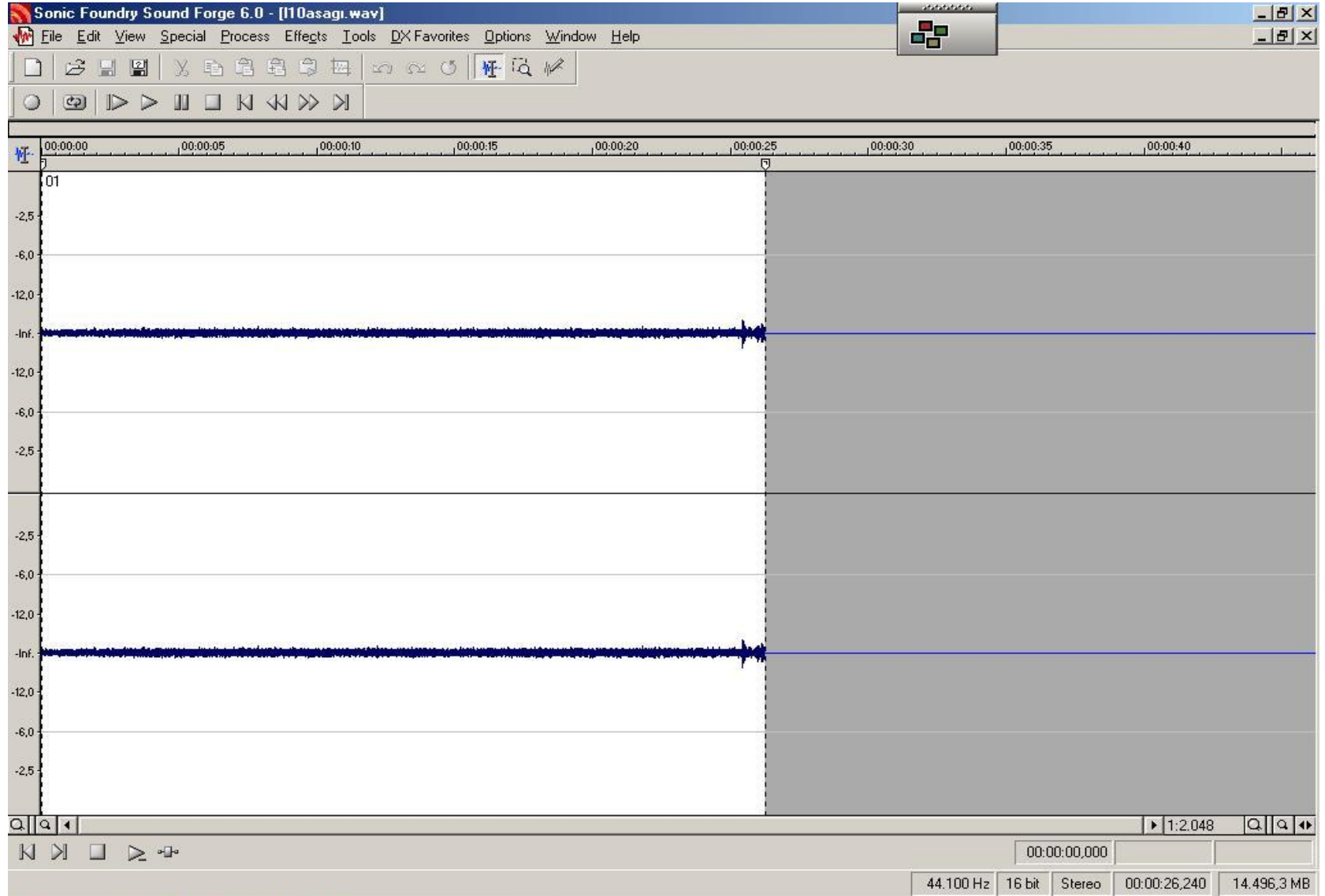
Şekil A.6 Karterden Yüklü Halde Alınan Ölçüm

EK B – KİPTAŞ BAHÇEŞEHİR KONUTLARINDAKİ BAZI BİNALARDA YAPILAN SES ANALİZİ

Bu bölümde ses kayıtları alınan 7.5 kW’lık asansör tahrik ünitelerinin ses kaydı grafikleri ve aynı grafiklerin spektrum analizleri bulunmaktadır. Kayıtlar asansörün yukarı çekilmesi ve aşağı indirilmesi sırasında alınmıştır. Ayrıca grafiklerin açıklama kısmında her ölçümdeki maksimum, minimum ve ortalama ses basıncı düzeyleri belirtilmiştir. Spektrum analizi 20 – 20000 Hz’lik duyulabilir ses aralığında yapılmıştır.

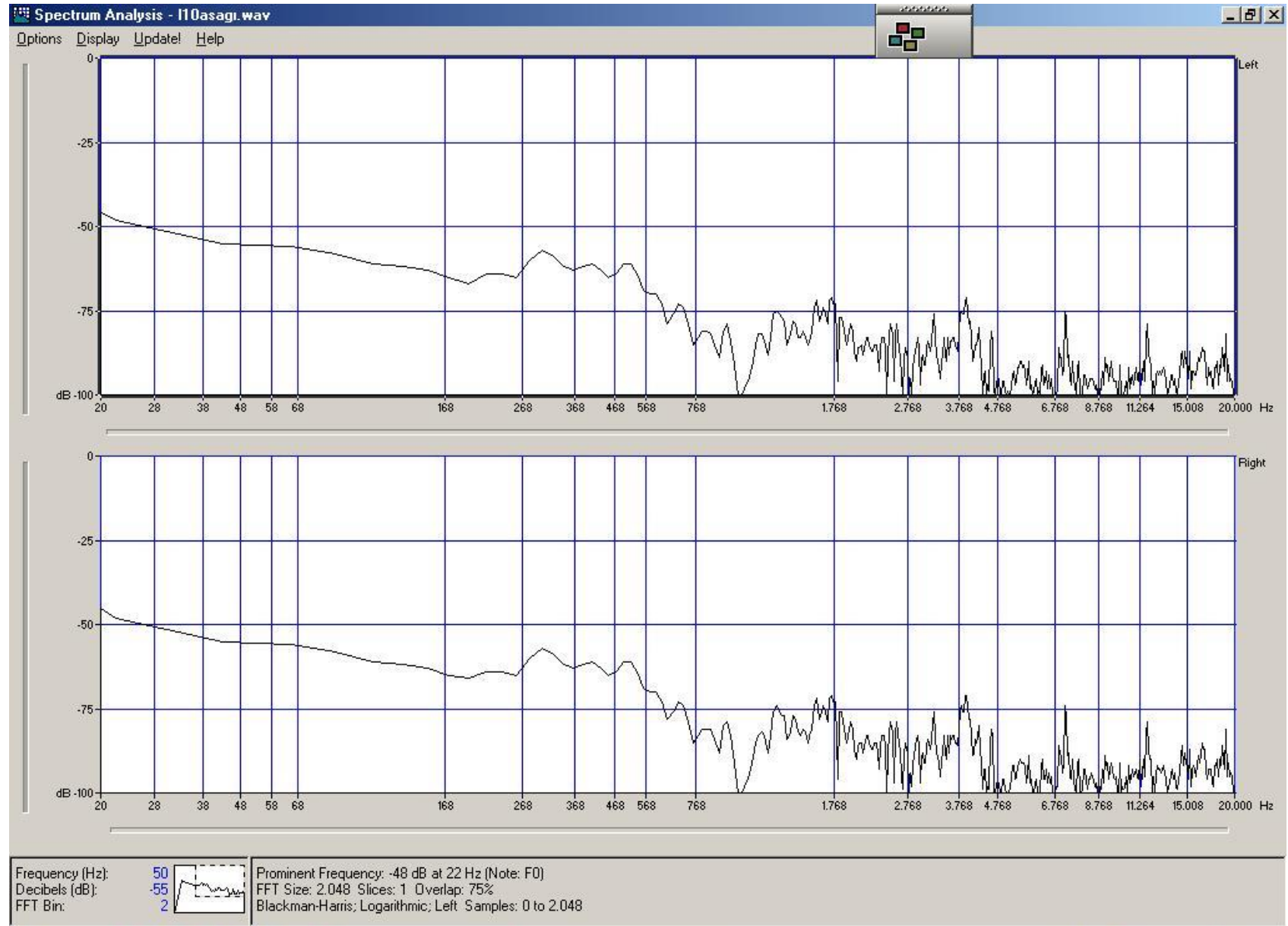


Spektrum grafiğinde imleç hareket ettirdikçe o anki genlik ve frekans değerleri spektrum analizi grafiğinde sol alt köşedeki kutucukta görülmektedir. Bu kutunun hemen yanında grafikteki en yüksek genlik ve bu genliğin hangi frekansta olduğu görülmektedir. “FFT size” analiz pencersindeki örneklerin boyutunu belirler. “FFT overlap” FFT analiz pencereleri arasındaki üst üste gelme oranını göstermektedir.

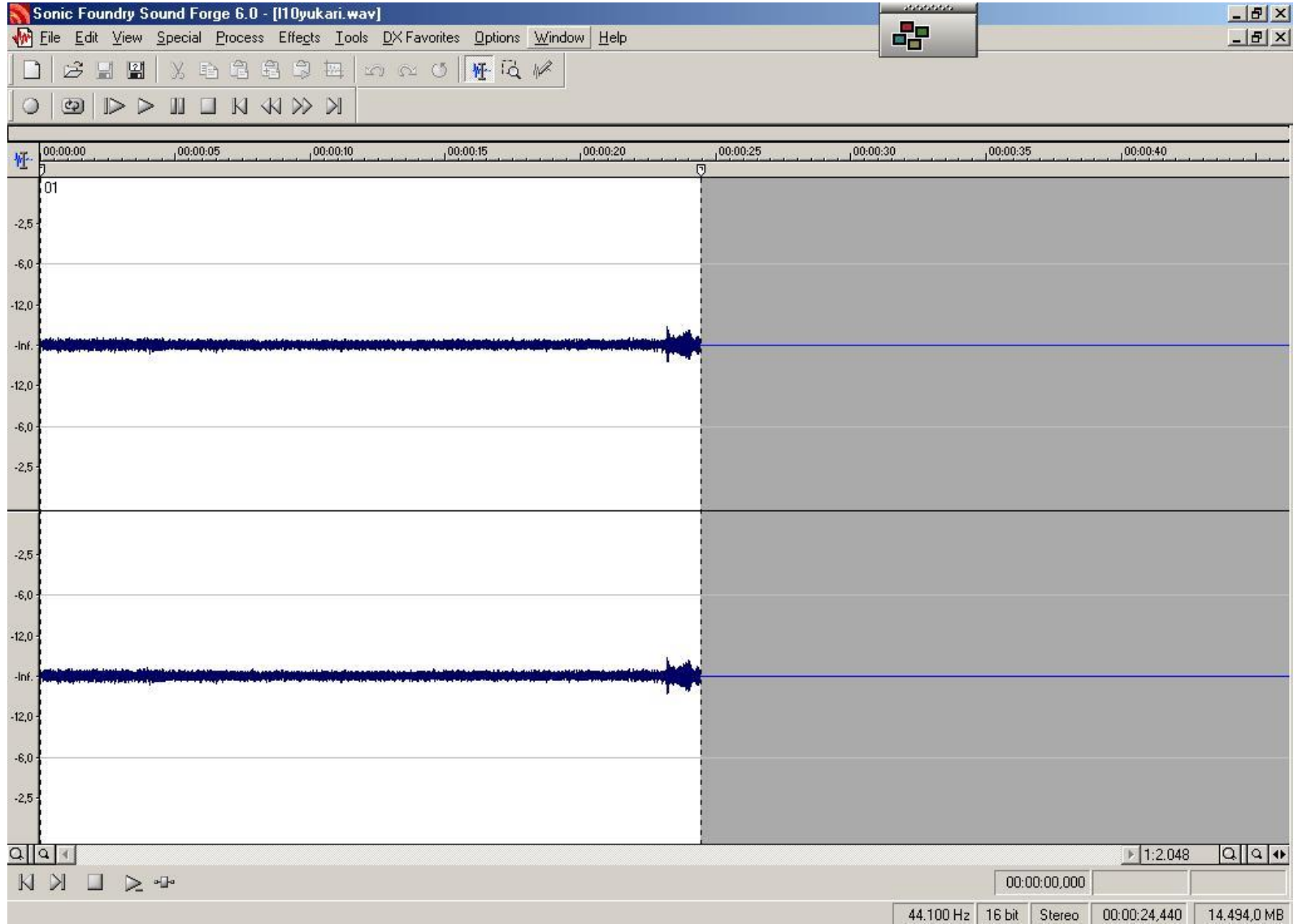


Şekil B.1 Asansör No : 1 Aşağı iniş. En düşük örnekleme değeri 62.77 (19.389 sn) dB En yüksek örnekleme değeri 64.11 dB (20.366 sn)

Ortalama değer 63.44 dB

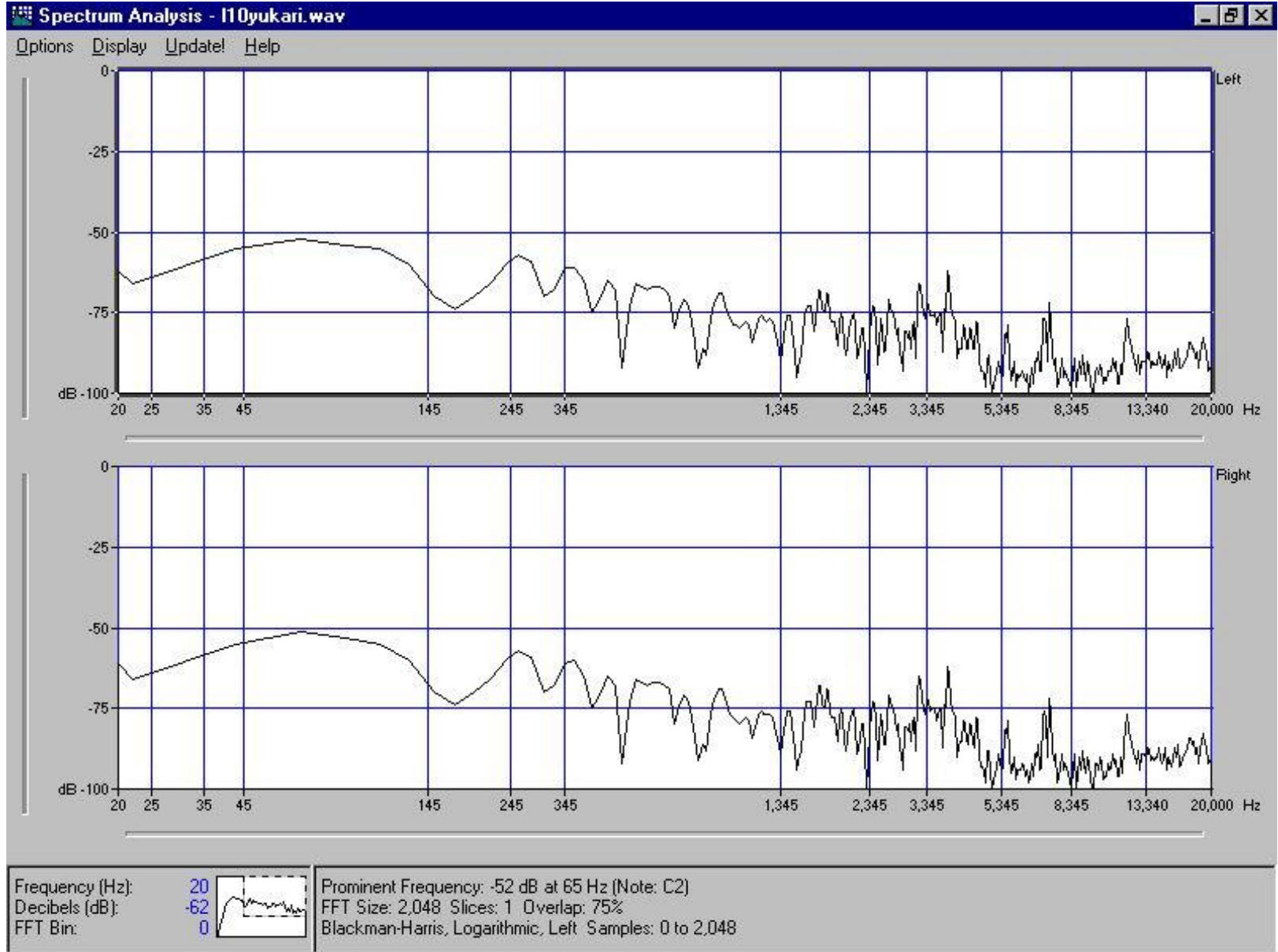


Şekil B.2 Spektrum Analizi

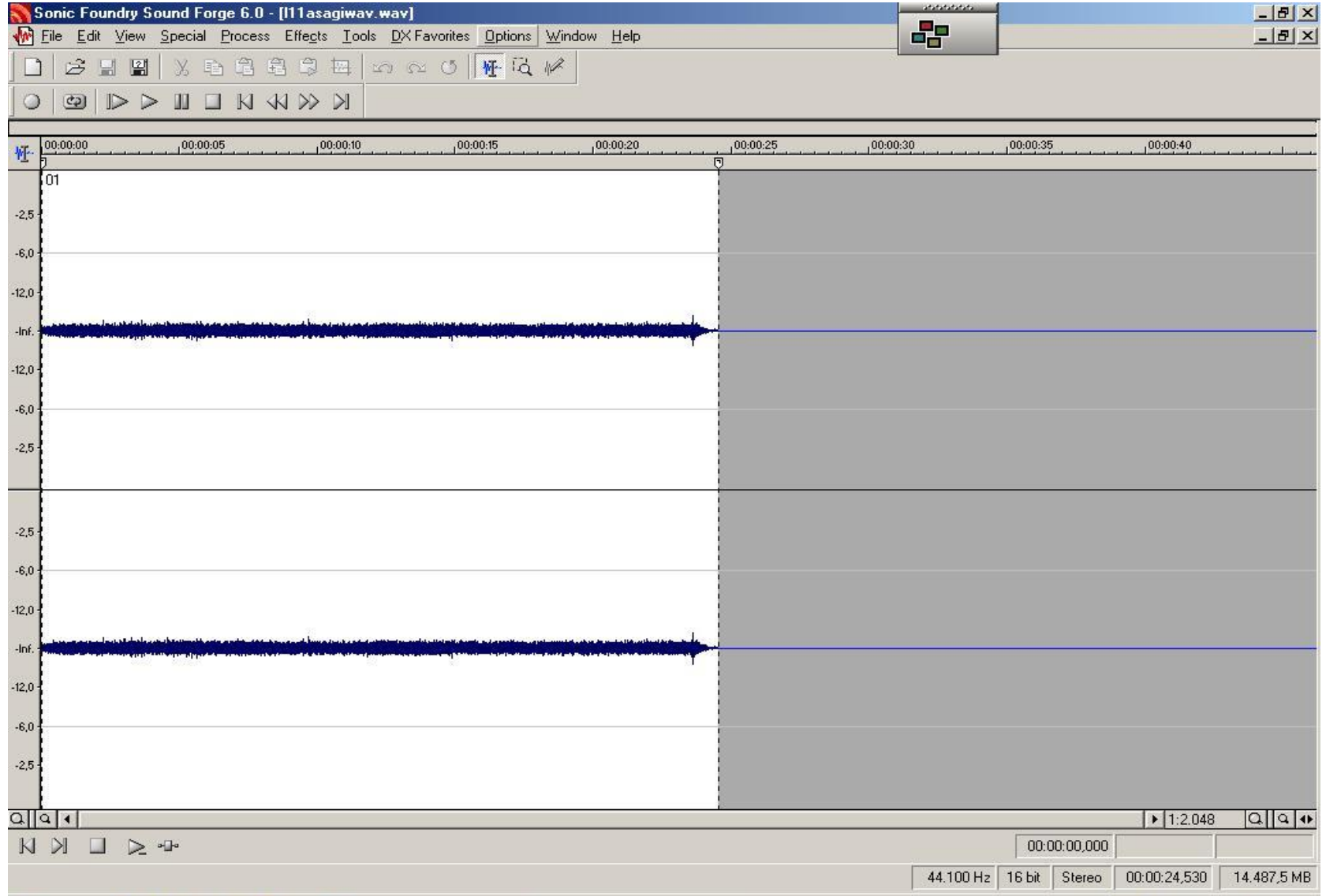


Şekil B.3 Asansör No : 1 Yukarı çıkış. En düşük örnekleme değeri 65.1 dB (12.35 sn) En yüksek örnekleme değeri 63.78 dB (16.737 sn)

Ortalama değer 64.44 dB

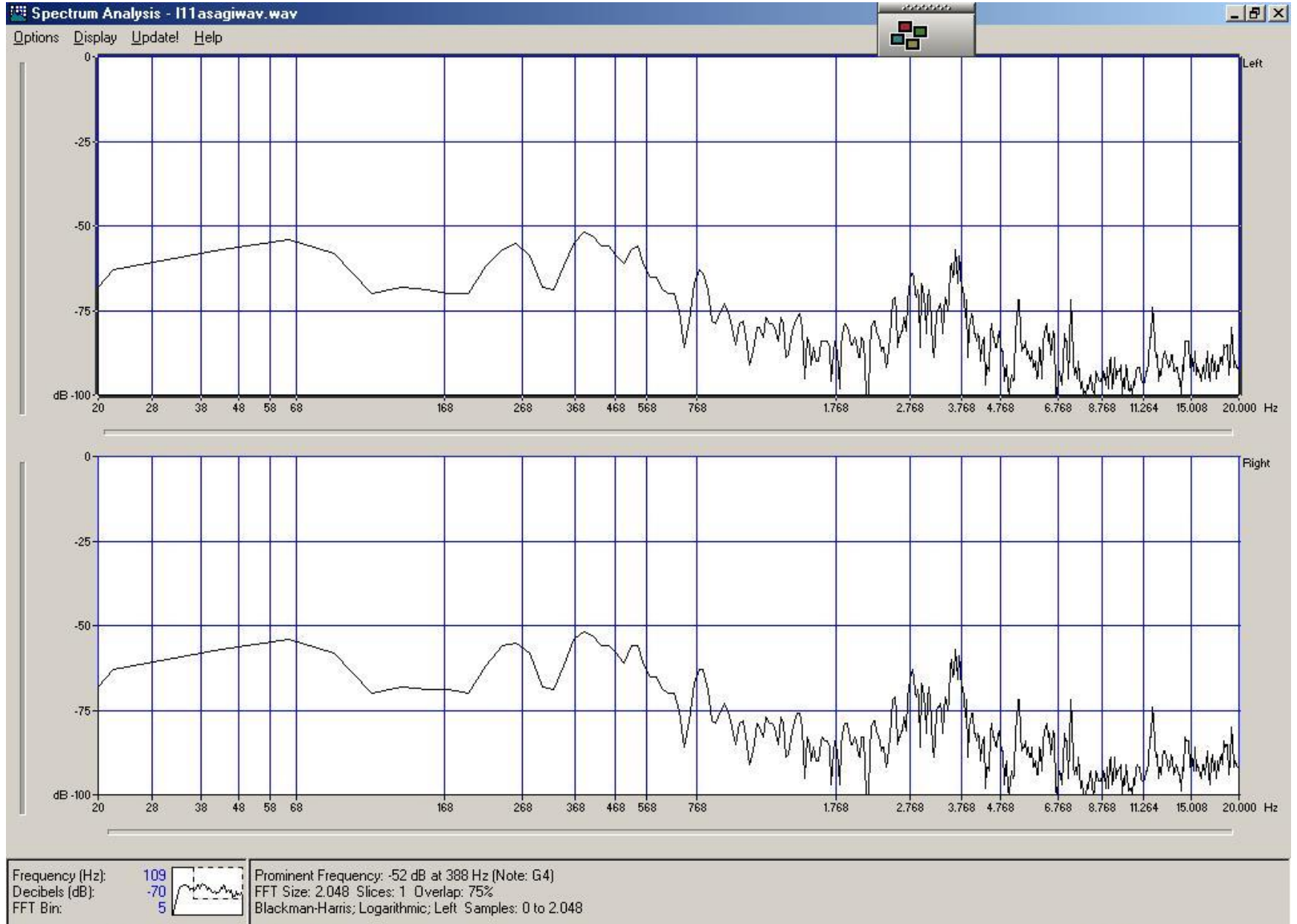


Şekil B.4 Spektrum Analizi

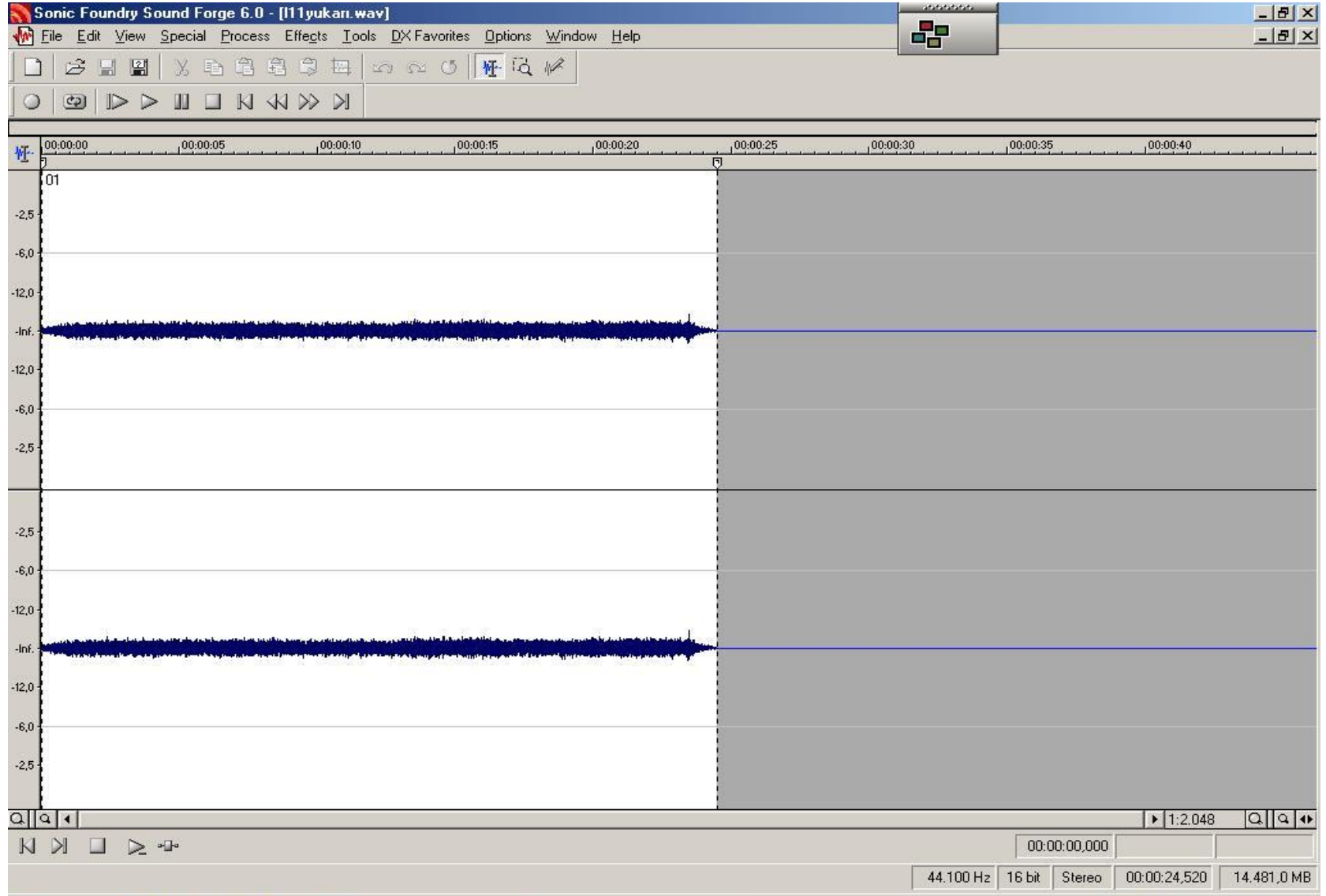


Şekil B.5 Asansör No : 2 Aşağı iniş. En düşük örnekleme değeri 67.17 dB (20.366 sn) En yüksek örnekleme değeri 68.04 dB (9.756 sn)

Ortalama değeri 67.605 dB.

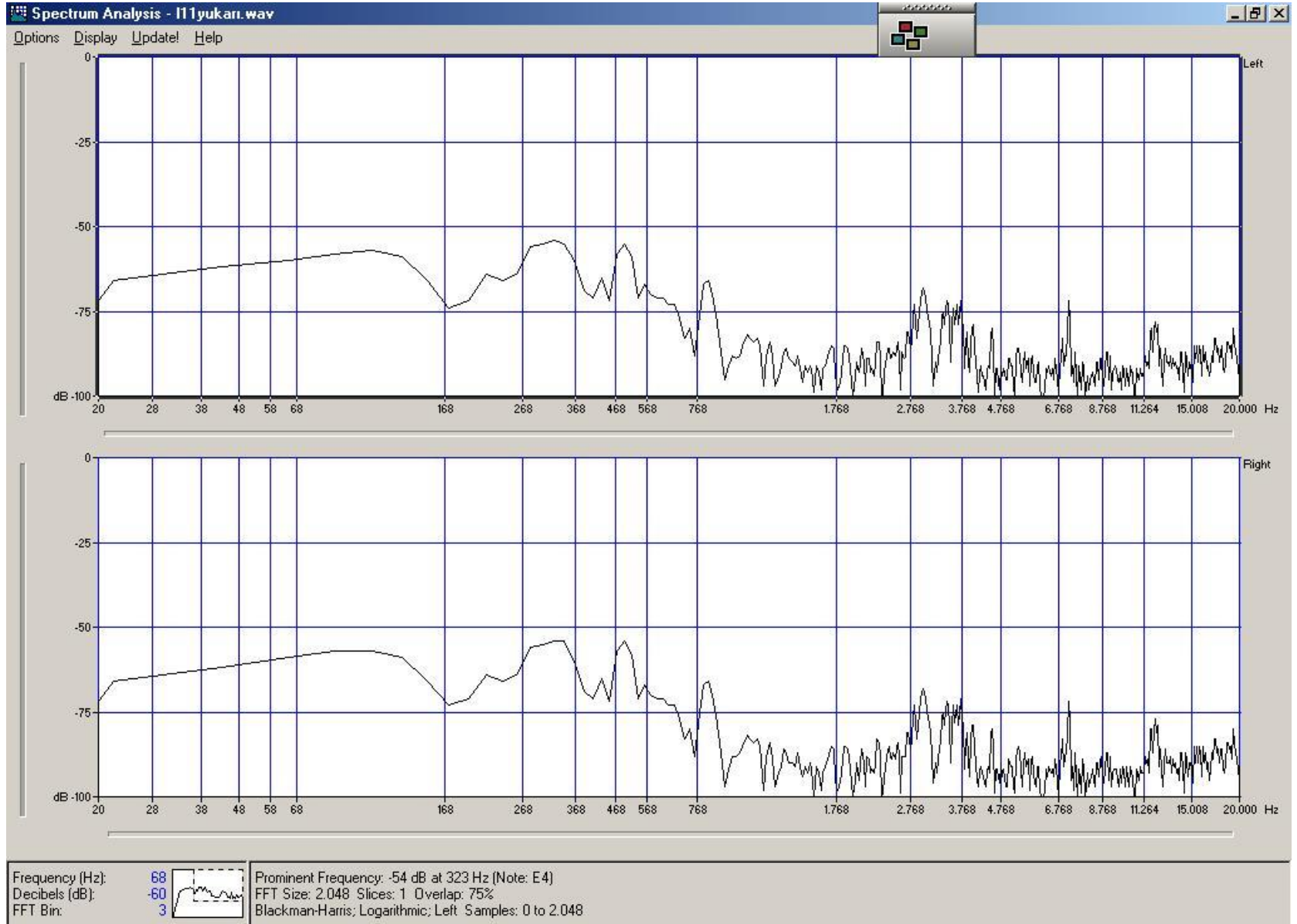


Şekil B.6 Spektrum Analizi

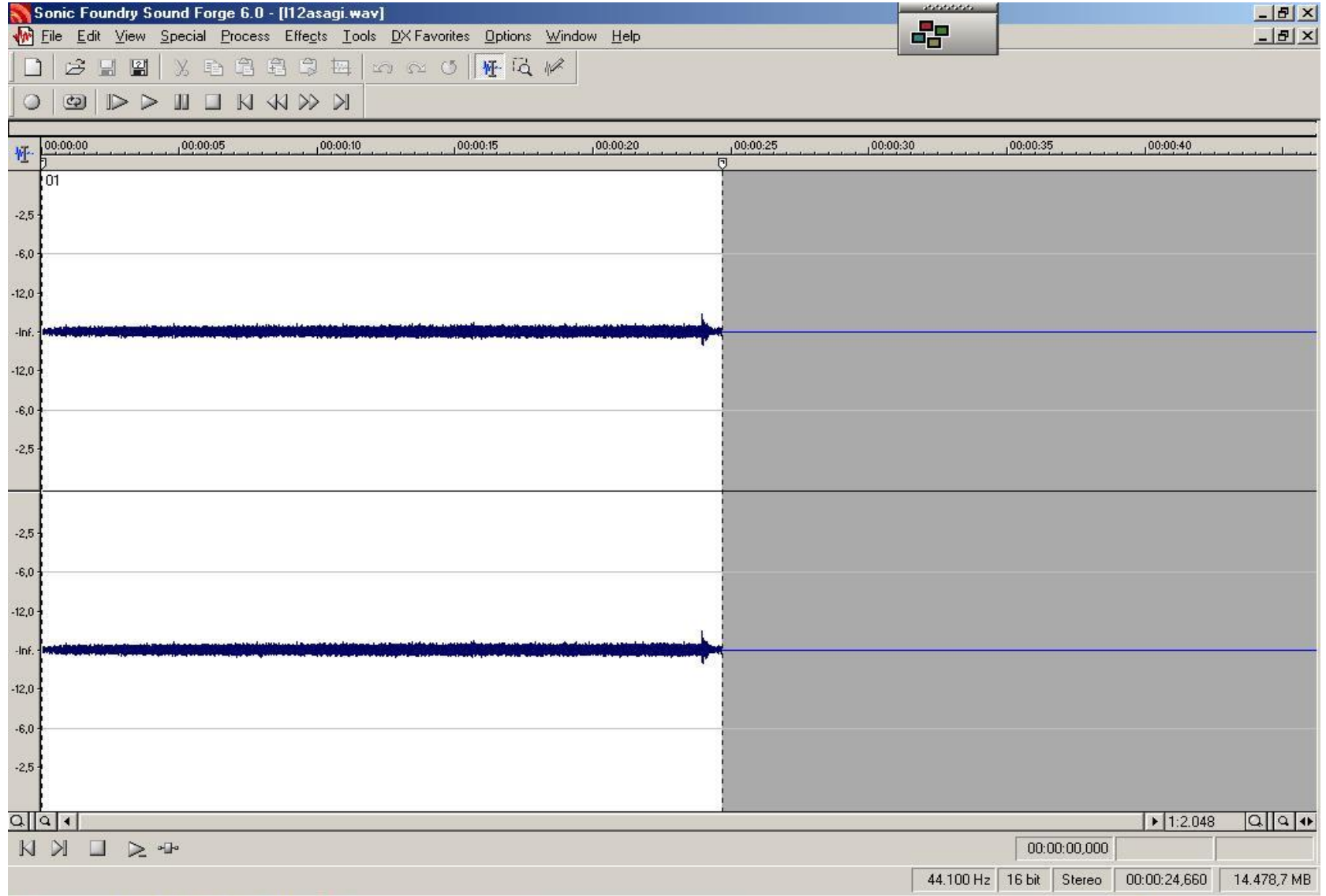


Şekil B.7 Asansör No 2 Yukarı çıkış. En düşük örnekleme değeri 68 dB (20.83 sn) En yüksek örnekleme değeri 68.29 dB (11.506 sn)

Ortalama değer 68.145 dB

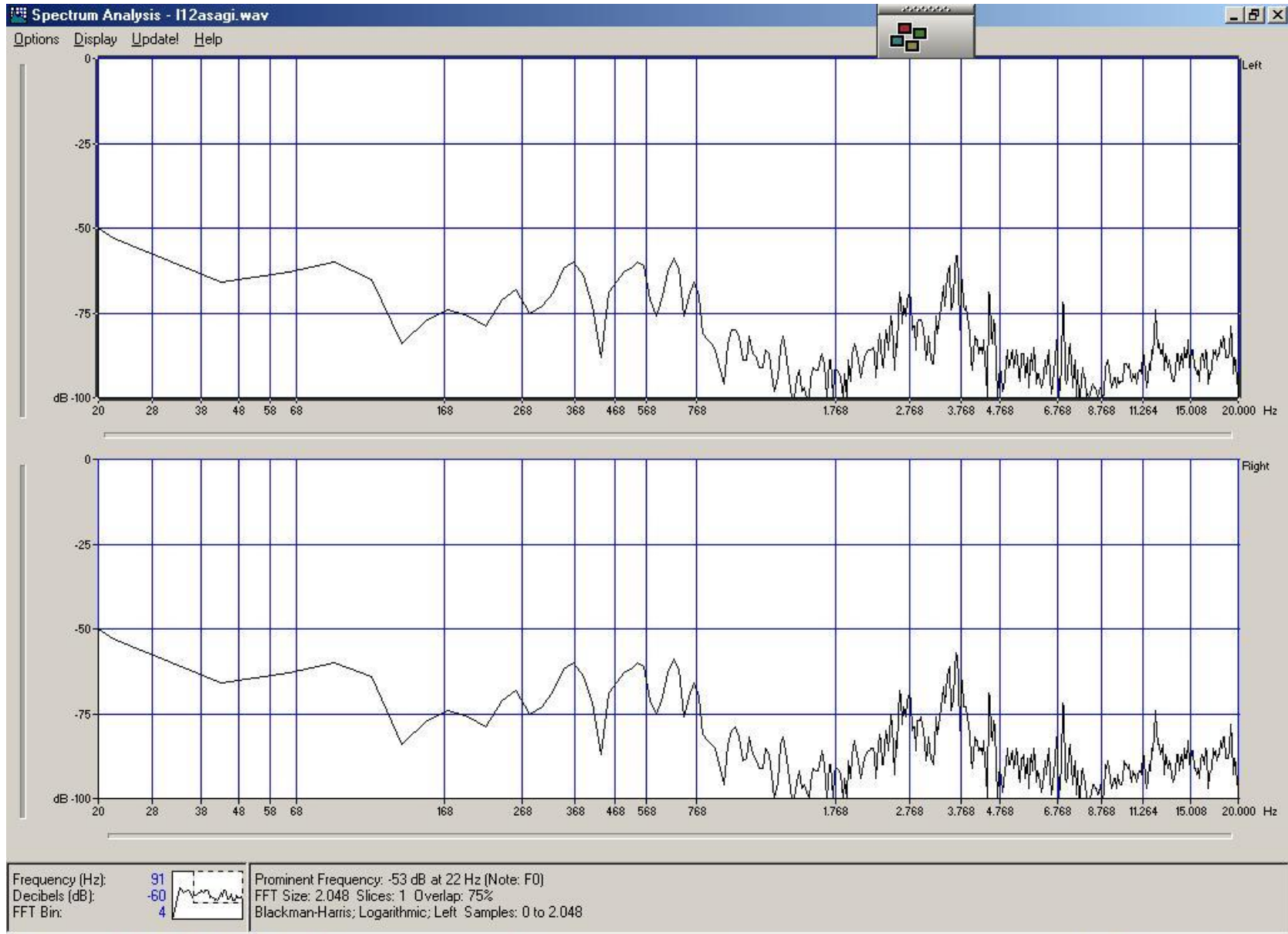


Şekil B.8 Spektrum Analizi

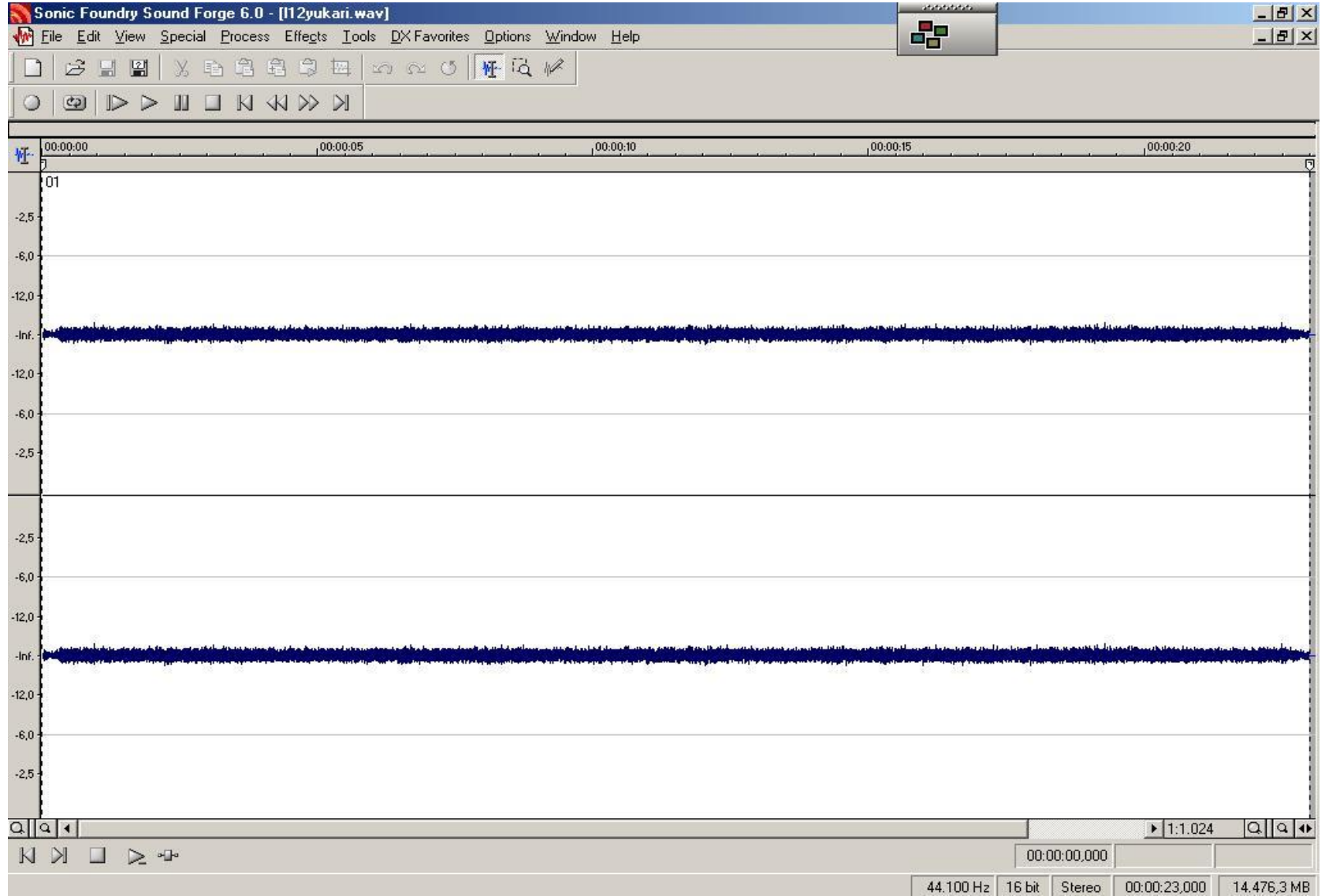


Şekil B.9 Asansör No : 3 Aşağı iniş. En düşük örnekleme değeri 65.22 dB (10.76 sn) En yüksek örnekleme değeri 65.75 dB (13.58sn)

Ortalama değeri 65.485 dB

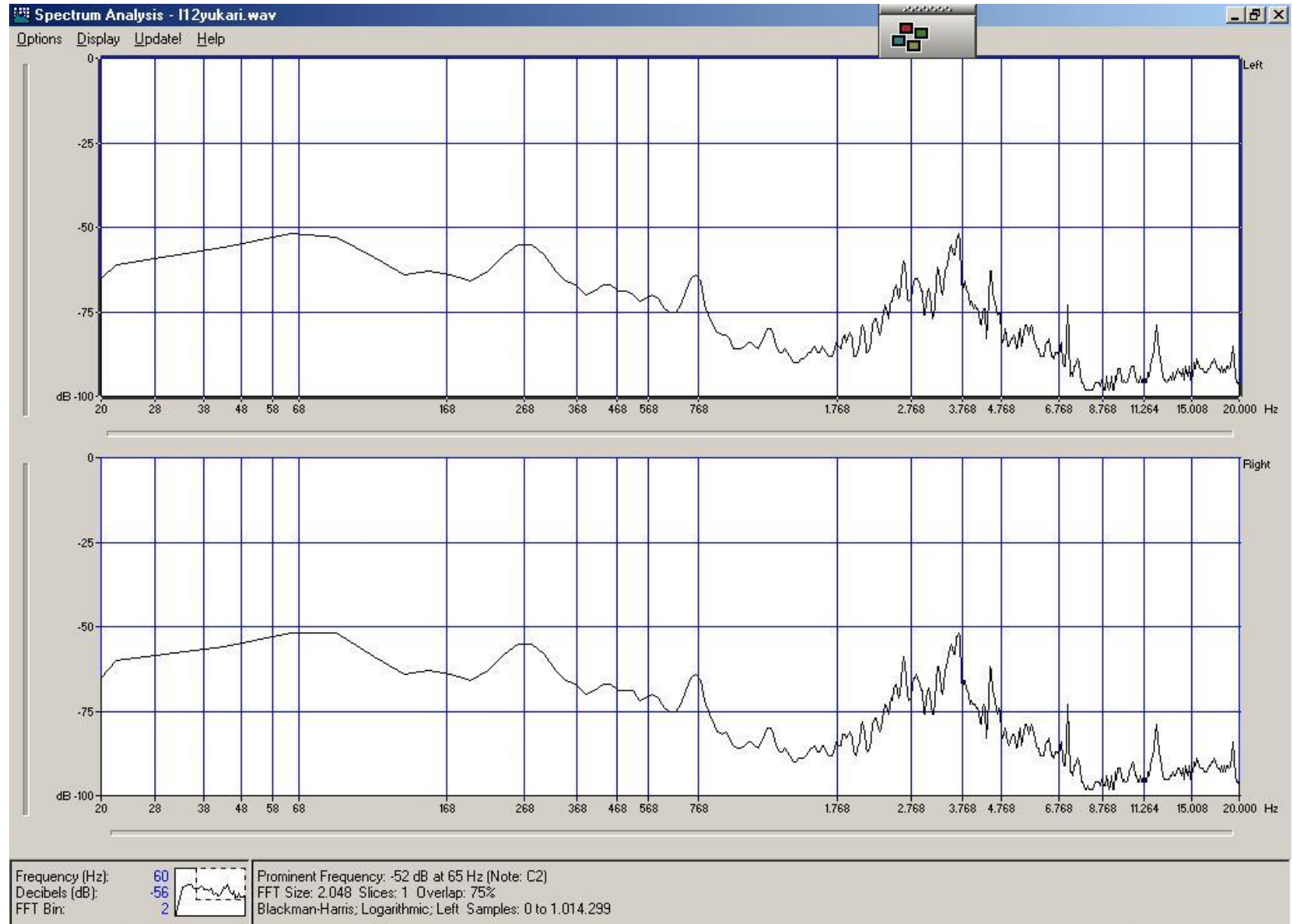


Şekil B.10 Spektrum Analizi

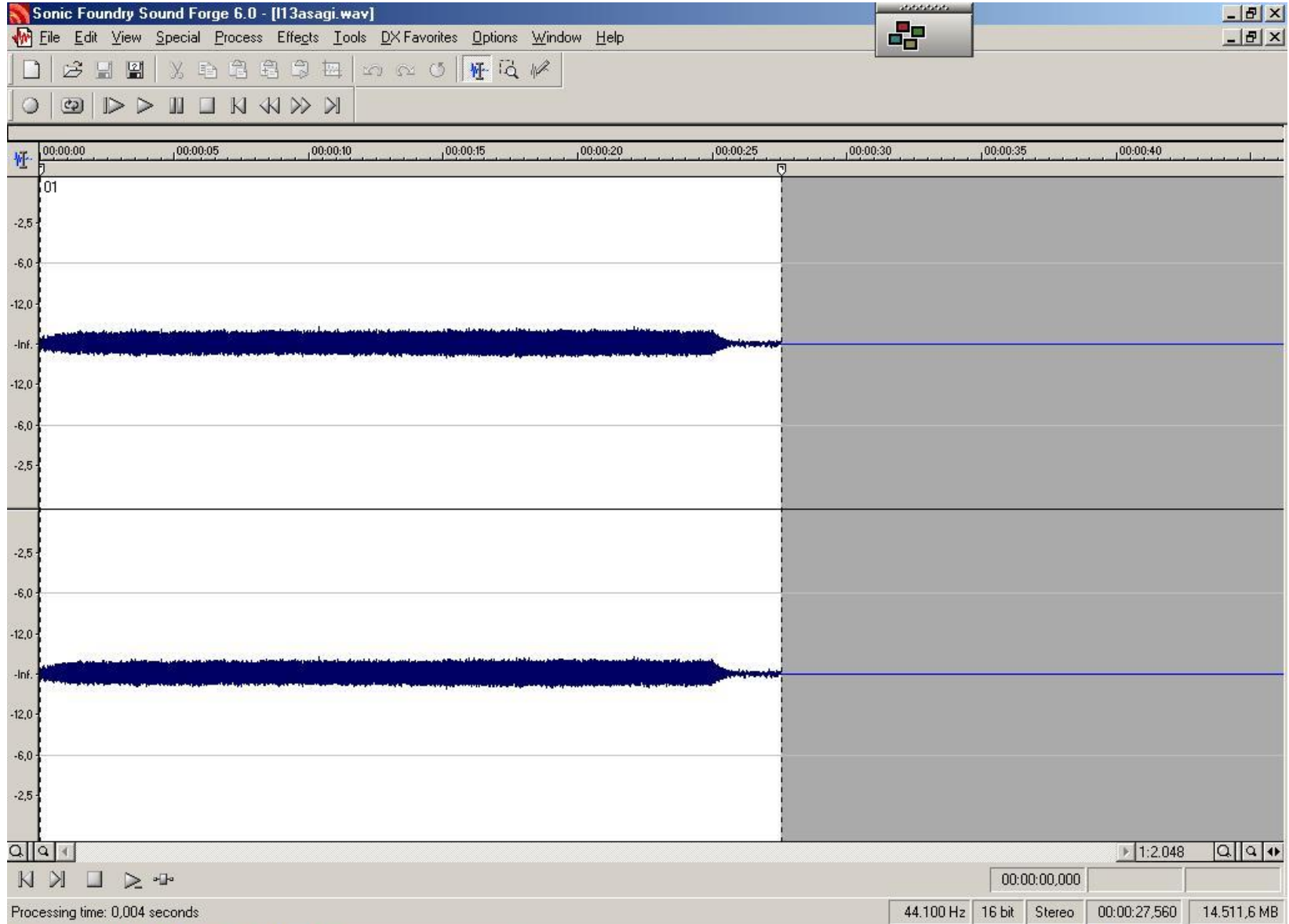


Şekil B.11 Asansör No : 3 Yukarı çıkış. En düşük örnekleme değeri 67 dB (15.902 sn) En yüksek örnekleme değeri 67.79 dB (17.249 sn)

Ortalama değer 67.395 dB

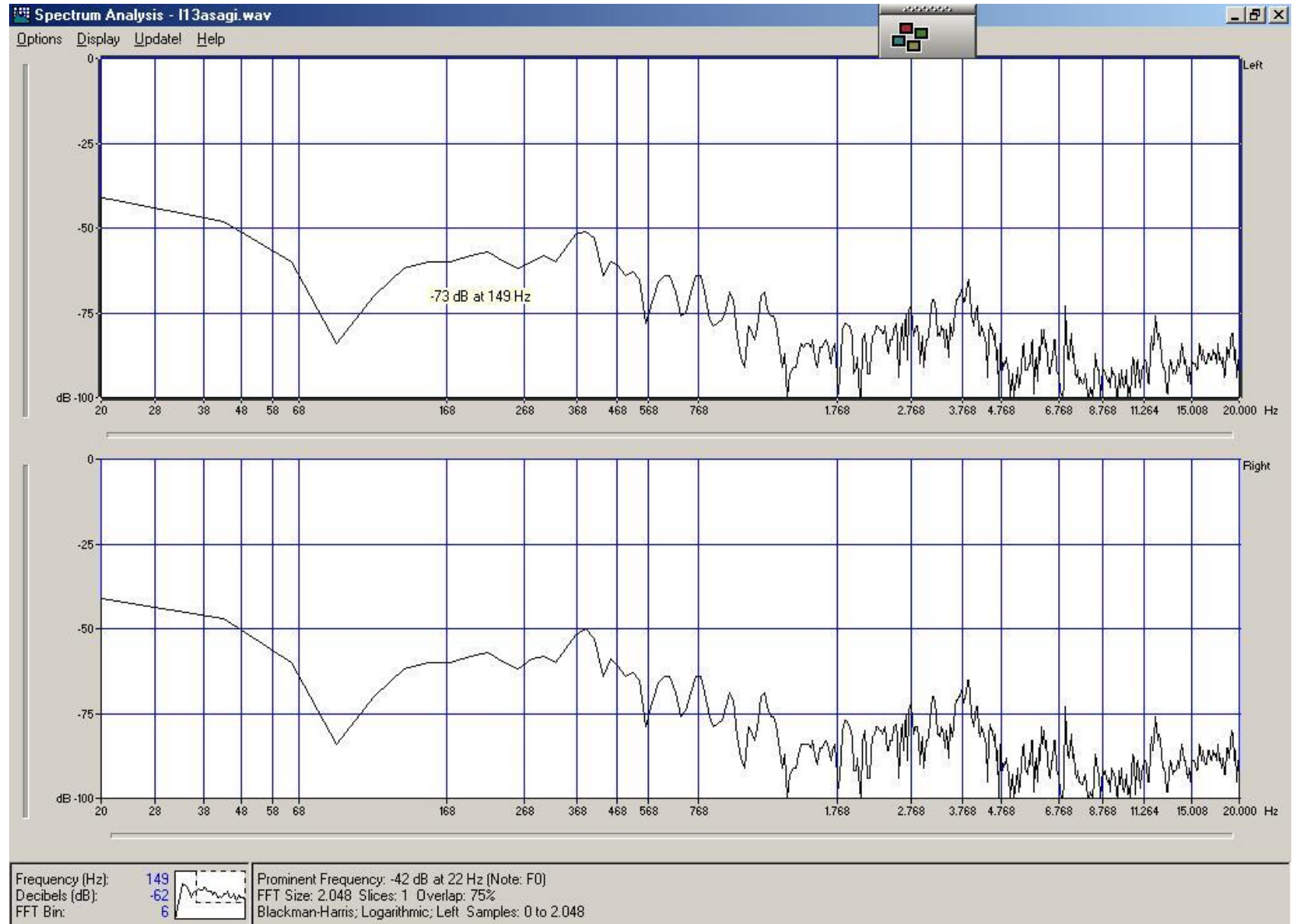


Şekil B.12 Spektrum Analizi

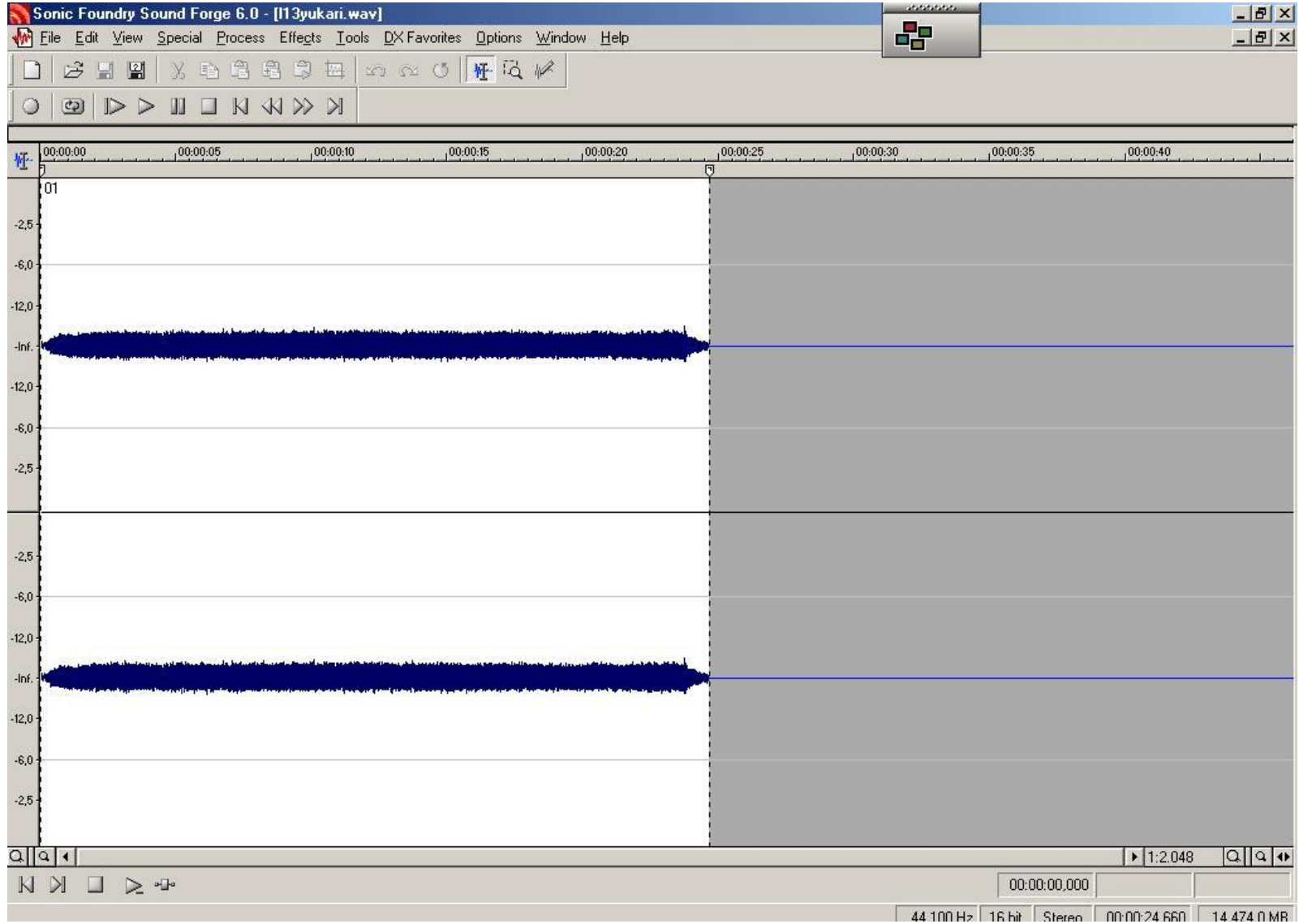


Şekil B.13 Asansör No : 4 Yukarı çıkış. En düşük örnekleme değeri 69.94 dB (13.14 sn) En yüksek örnekleme değeri 71.01 dB (8.381 sn)

Ortalama değer 70.475 dB

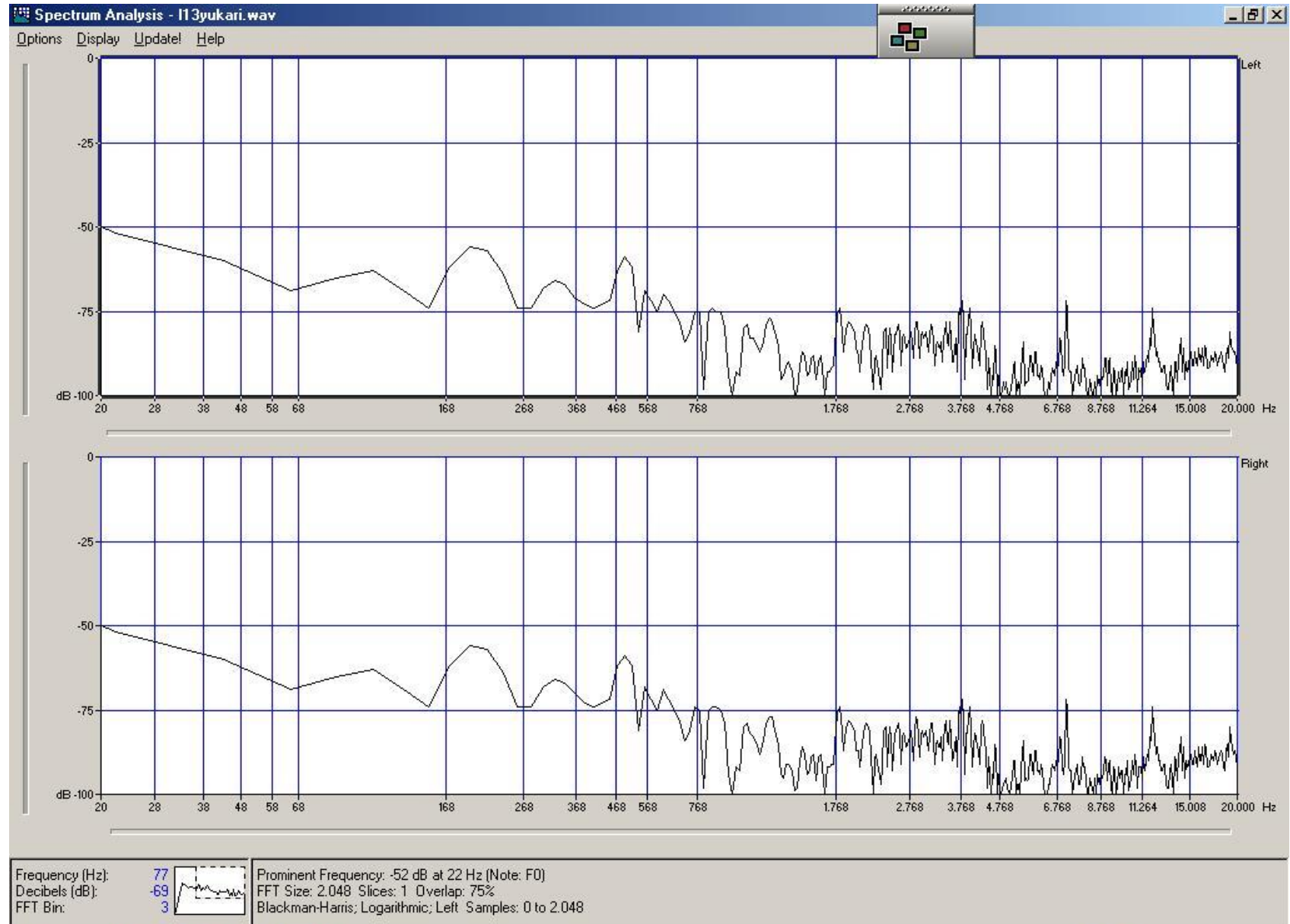


Şekil B.14 Spektrum Analizi

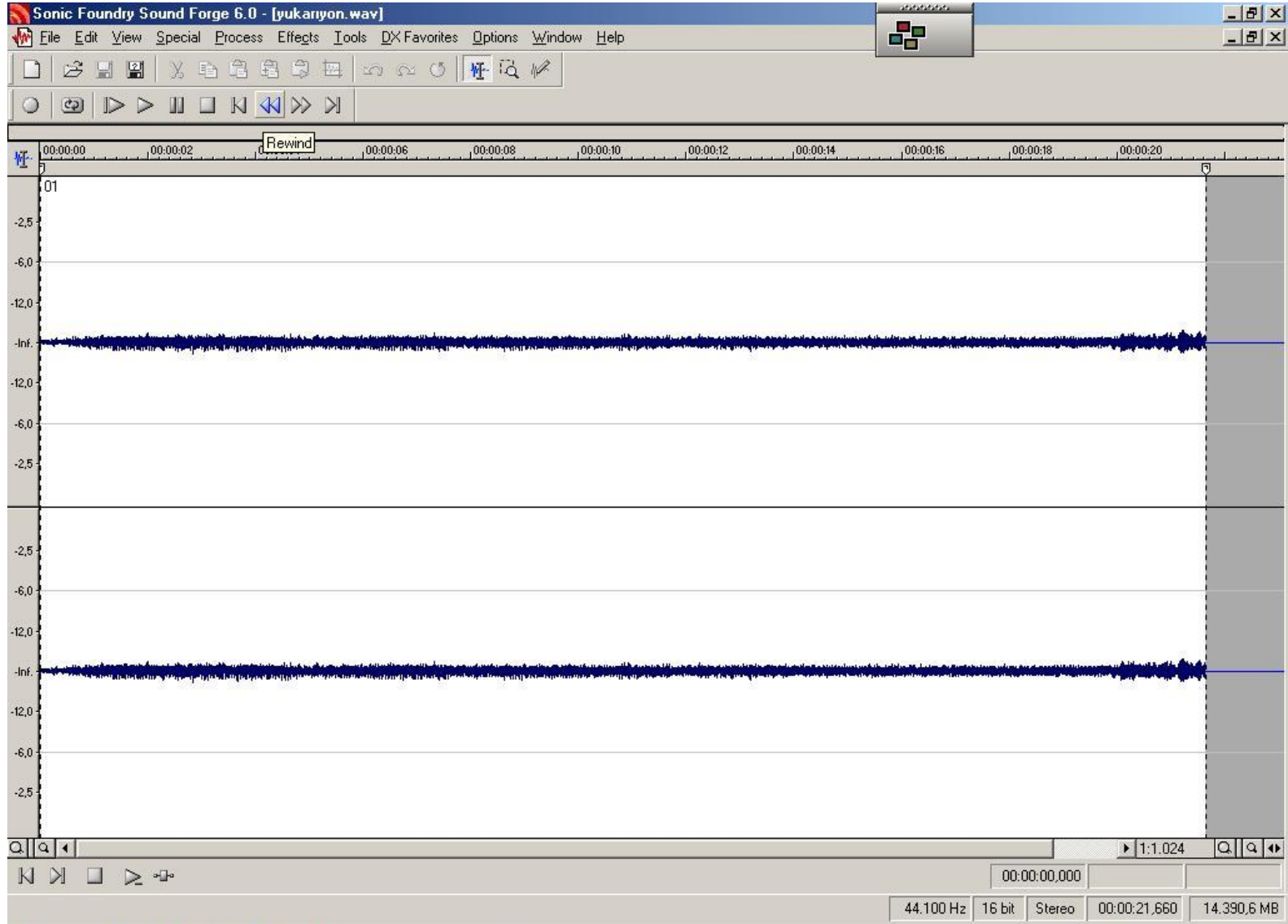


Şekil B.15 Asansör No : 5 Yukarı çıkış. En düşük örnekleme değeri 70.48 dB (4.152 sn) En yüksek örnekleme değeri 71.39 dB (8.084 sn)

Ortalama değer 70.935 dB

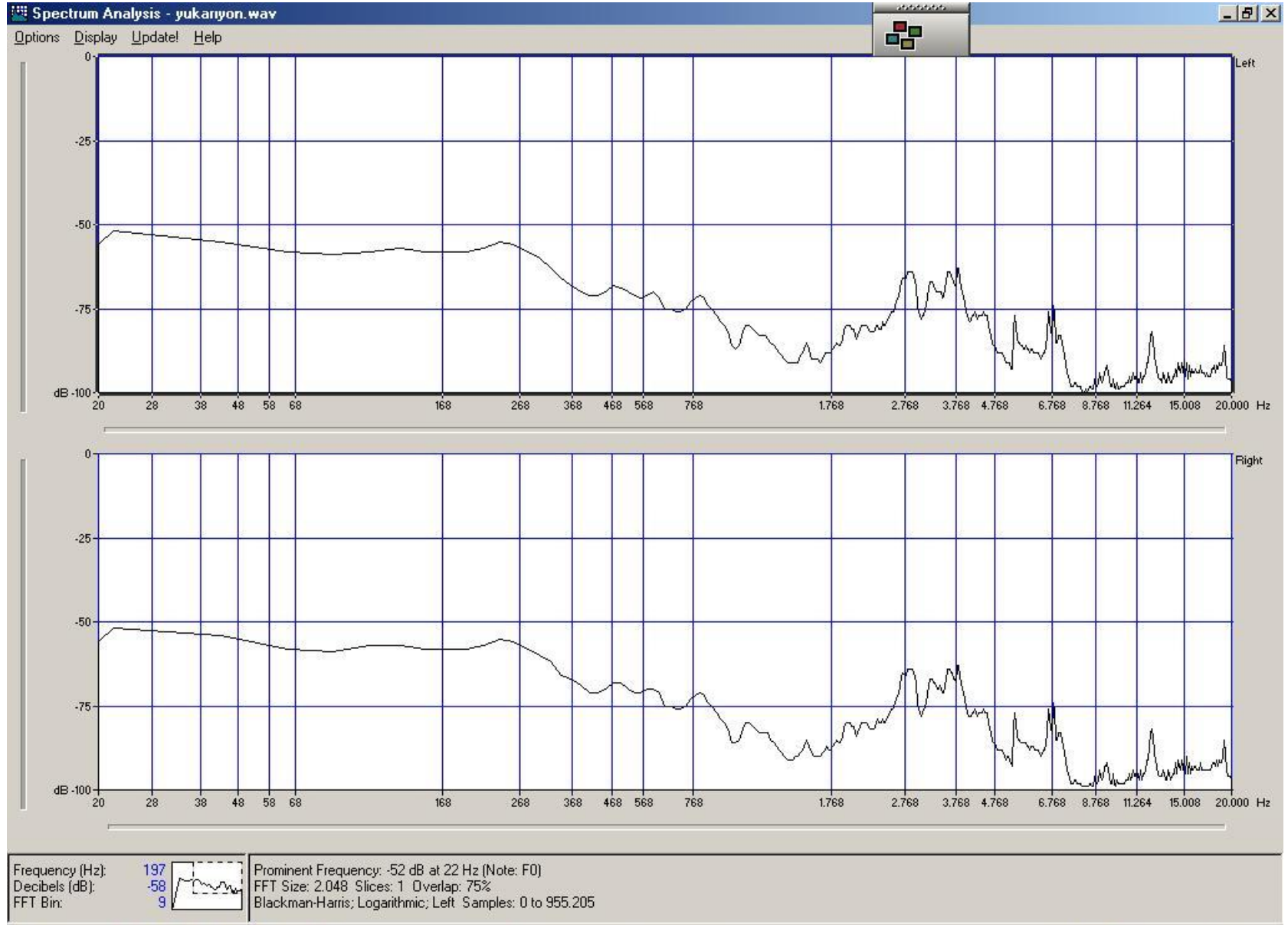


Şekil B.16 Spektrum Analizi

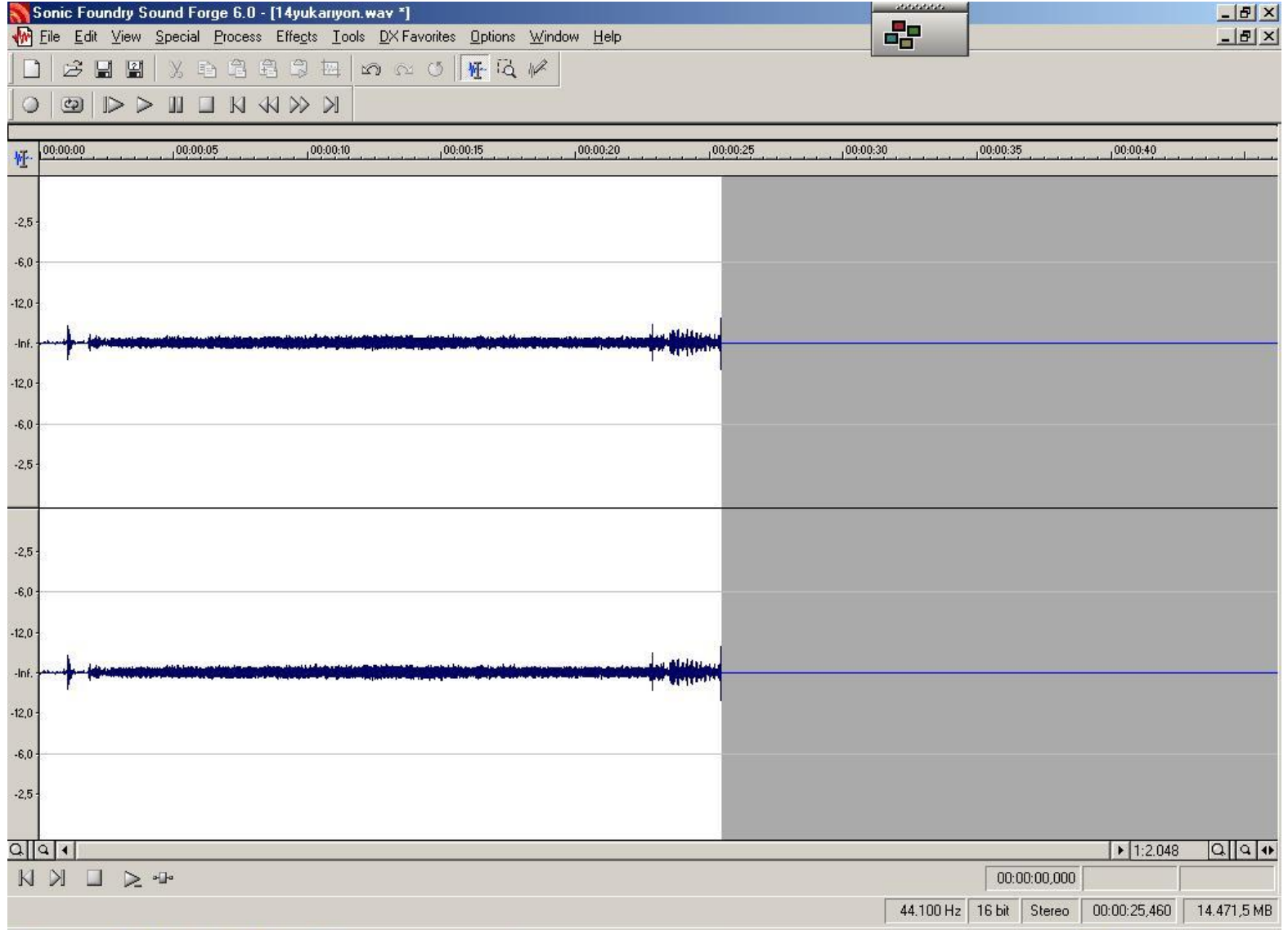


Şekil B17 Asansör No : 5 Aşağı iniş. En düşük örnekleme değeri 67.75 (0.847 sn) En yüksek örnekleme değeri 66.16 (5.319 sn)

Ortalama değer 66.955 dB

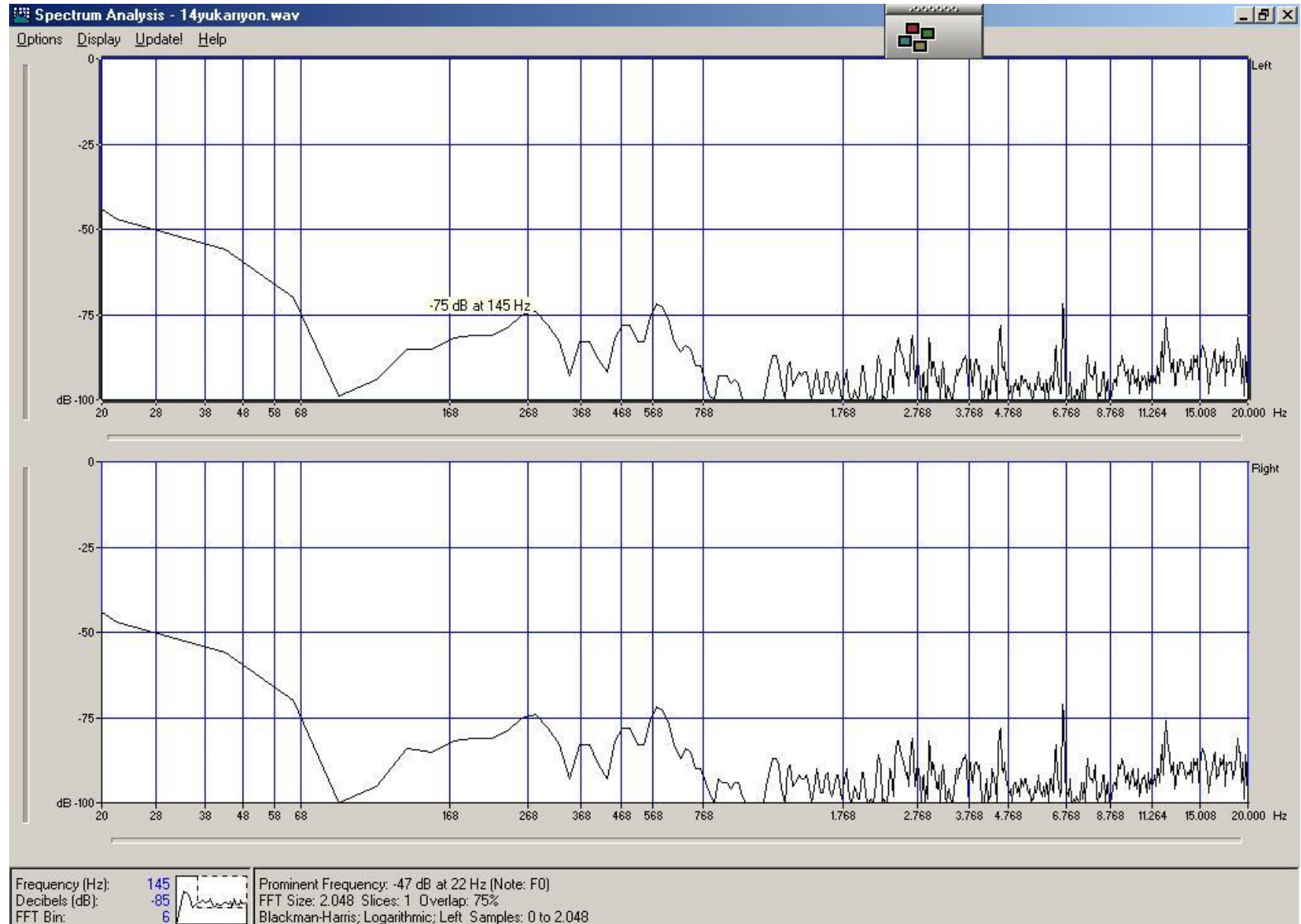


Şekil B.18 Spektrum Analizi

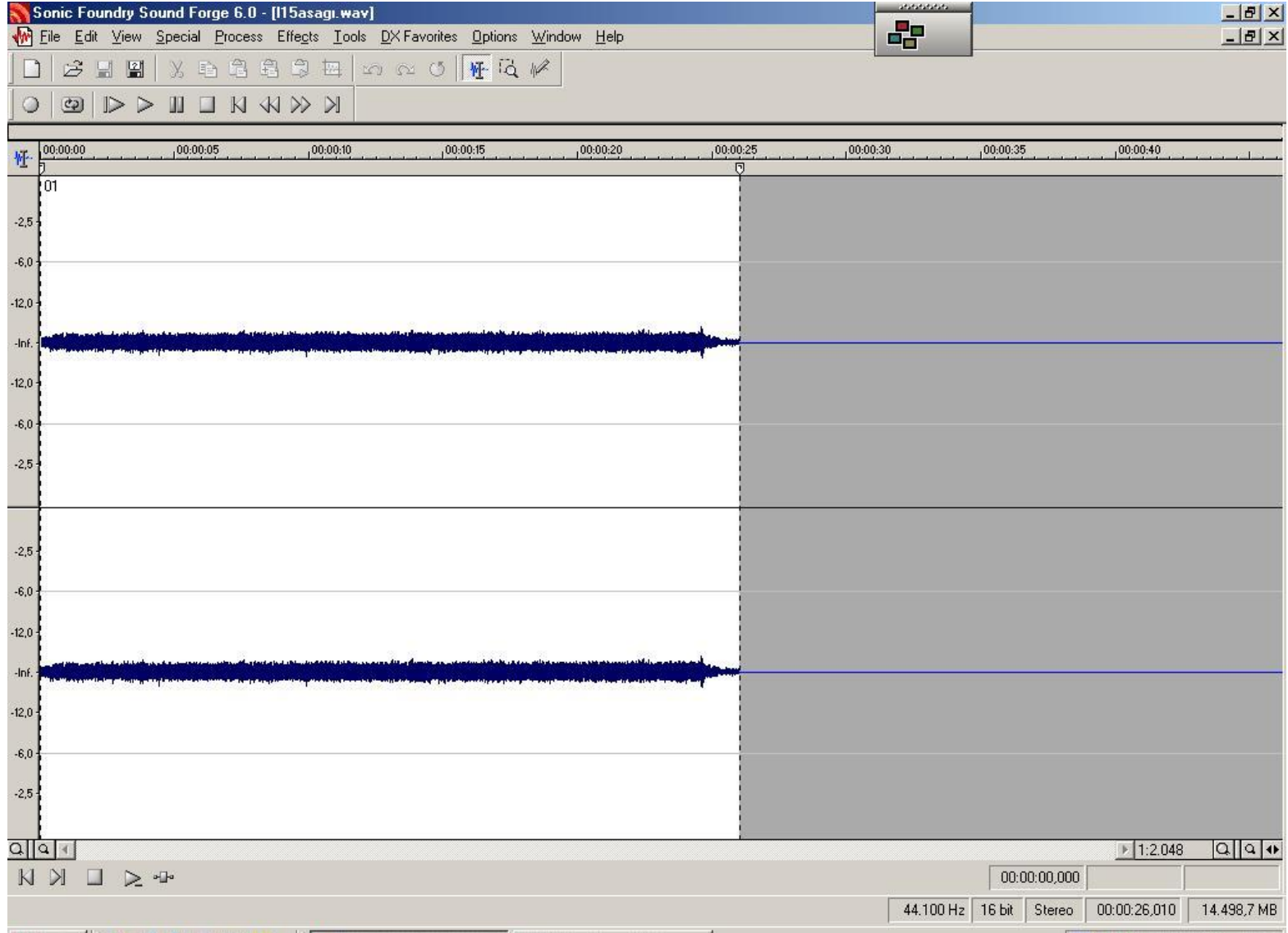


Şekil B.19 Asansör No : 5 Yukarı çıkış. En düşük örnekleme değeri 64.6 dB (10.5 sn) En yüksek örnekleme değeri 65.22 dB (8.440 sn)

Ortalama değer 64.91 dB

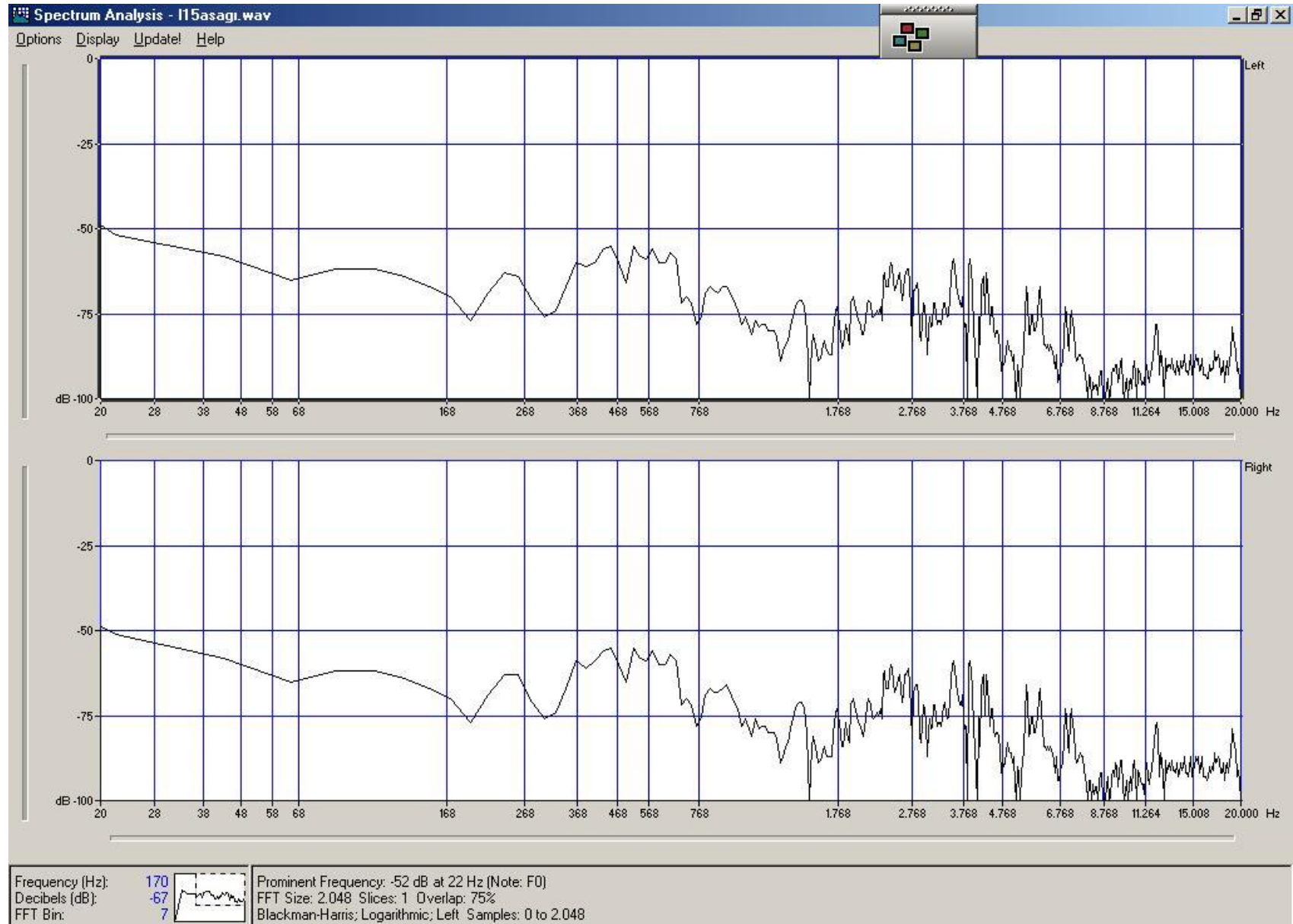


Şekil B.20 Spektrum Analizi

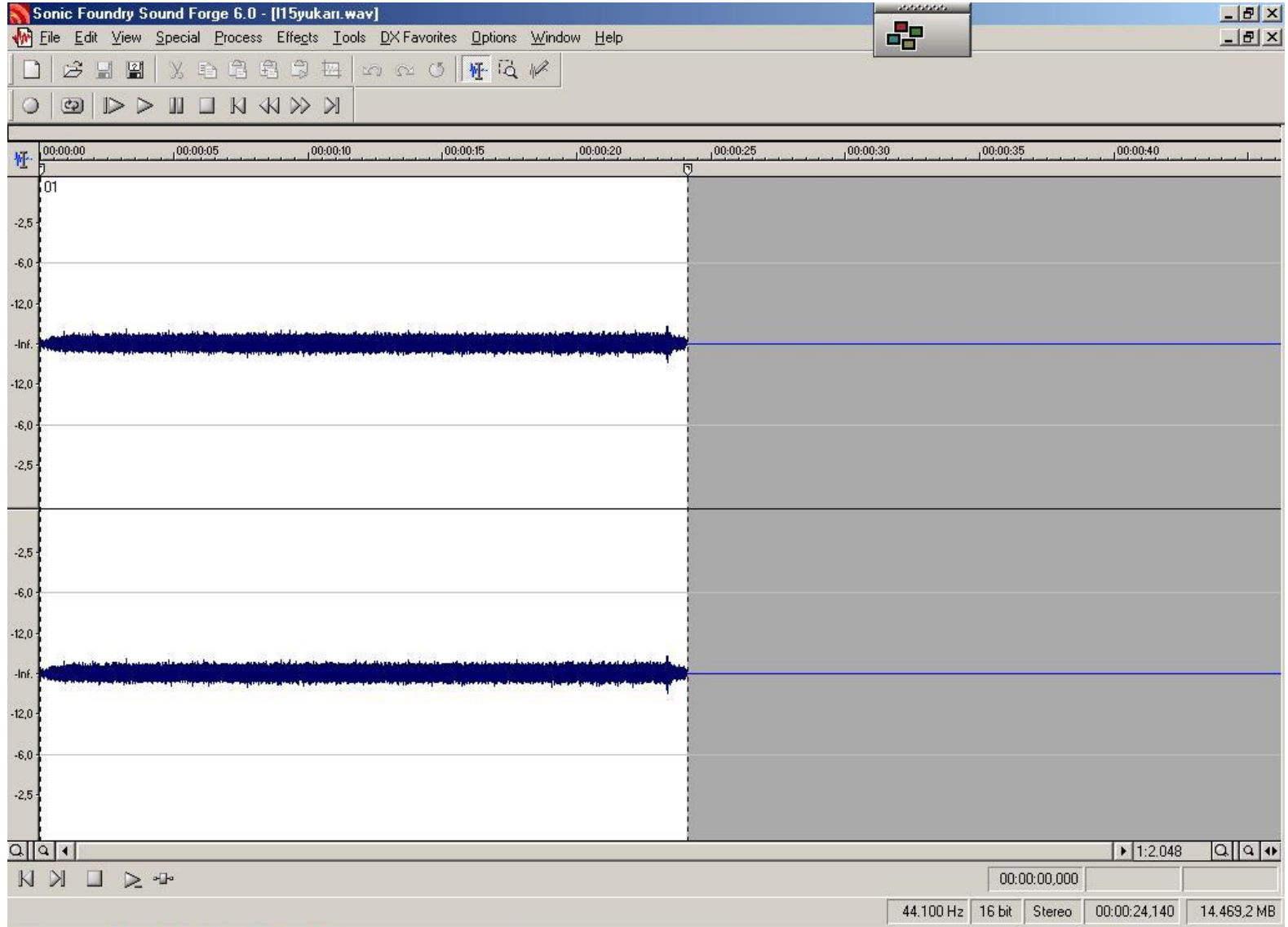


Şekil 5.21 Asansör No : 6 Aşağı iniş. En düşük örnekleme değeri 67.75 dB (0.847 sn) En yüksek örnekleme değeri 66.16 dB (5.319 sn)

Ortalama değer 66.955 dB

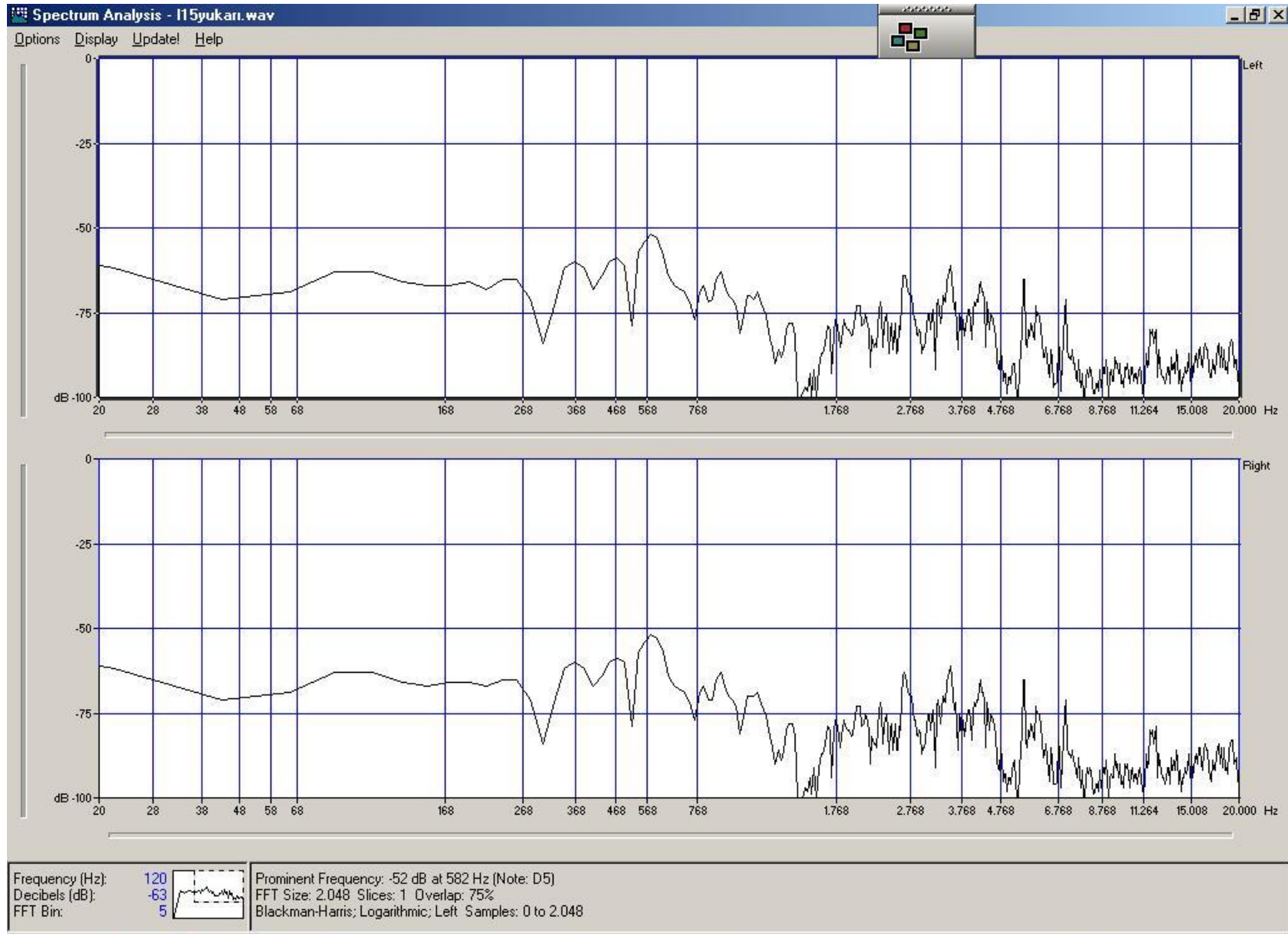


Şekil B.22 Spektrum Analizi

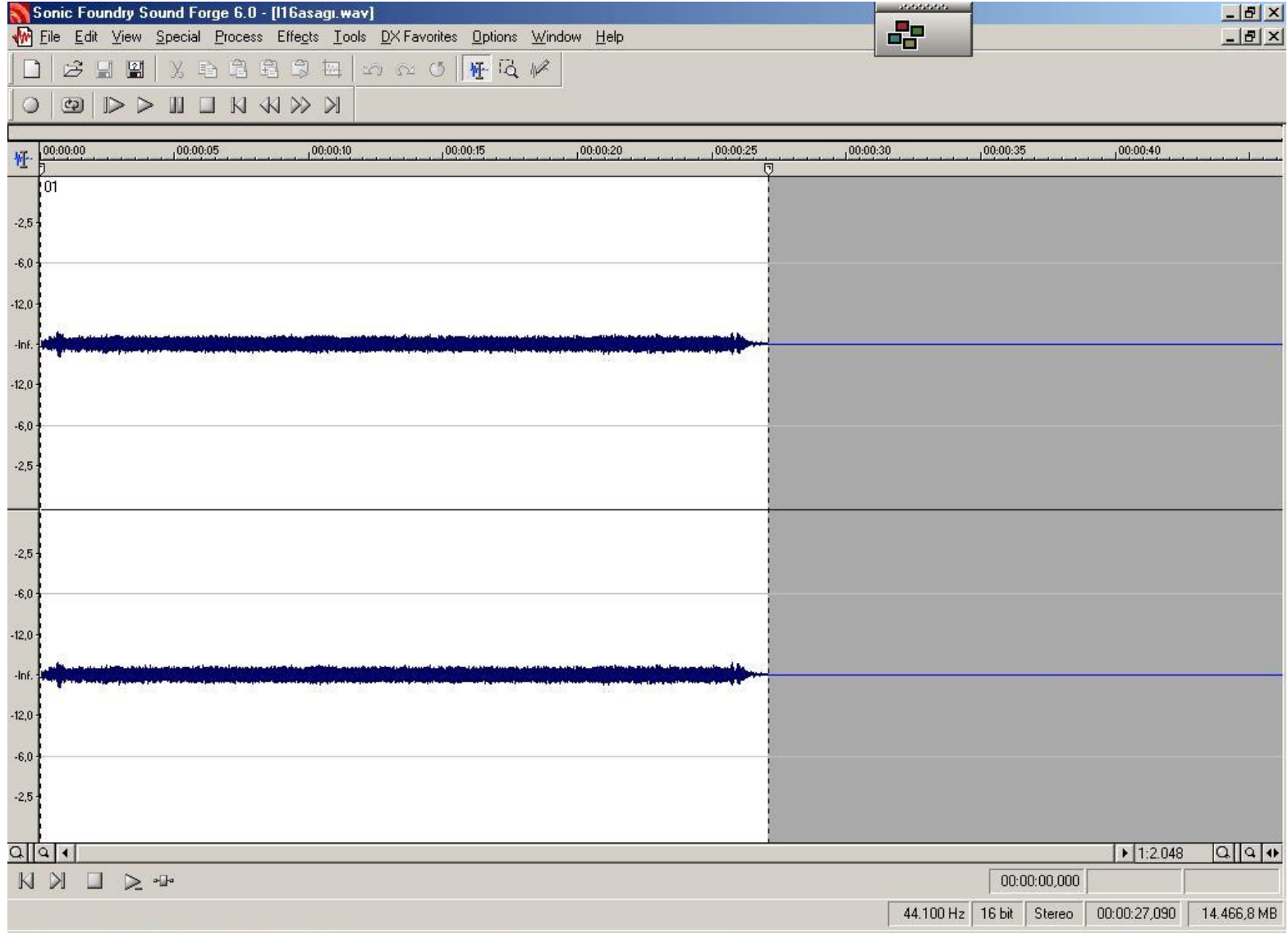


Şekil B.23 Asansör No : 6 Yukarı çıkış. En düşük örnekleme değeri 69.45 dB (5.67 sn) En yüksek örnekleme değeri 69.58 dB (1.149 sn)

Ortalama değer 69.515 dB

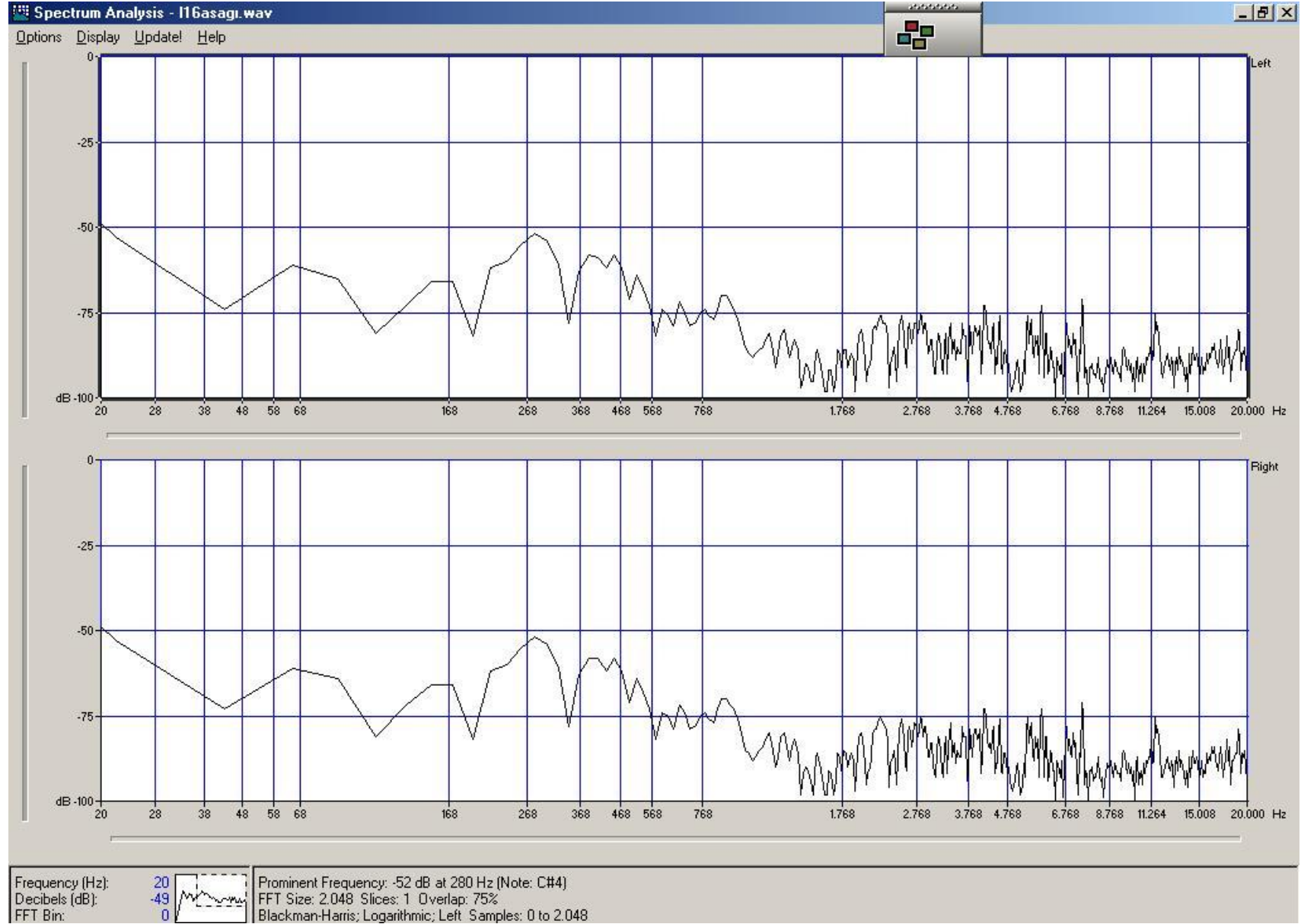


Şekil B.24 Spektrum Analizi

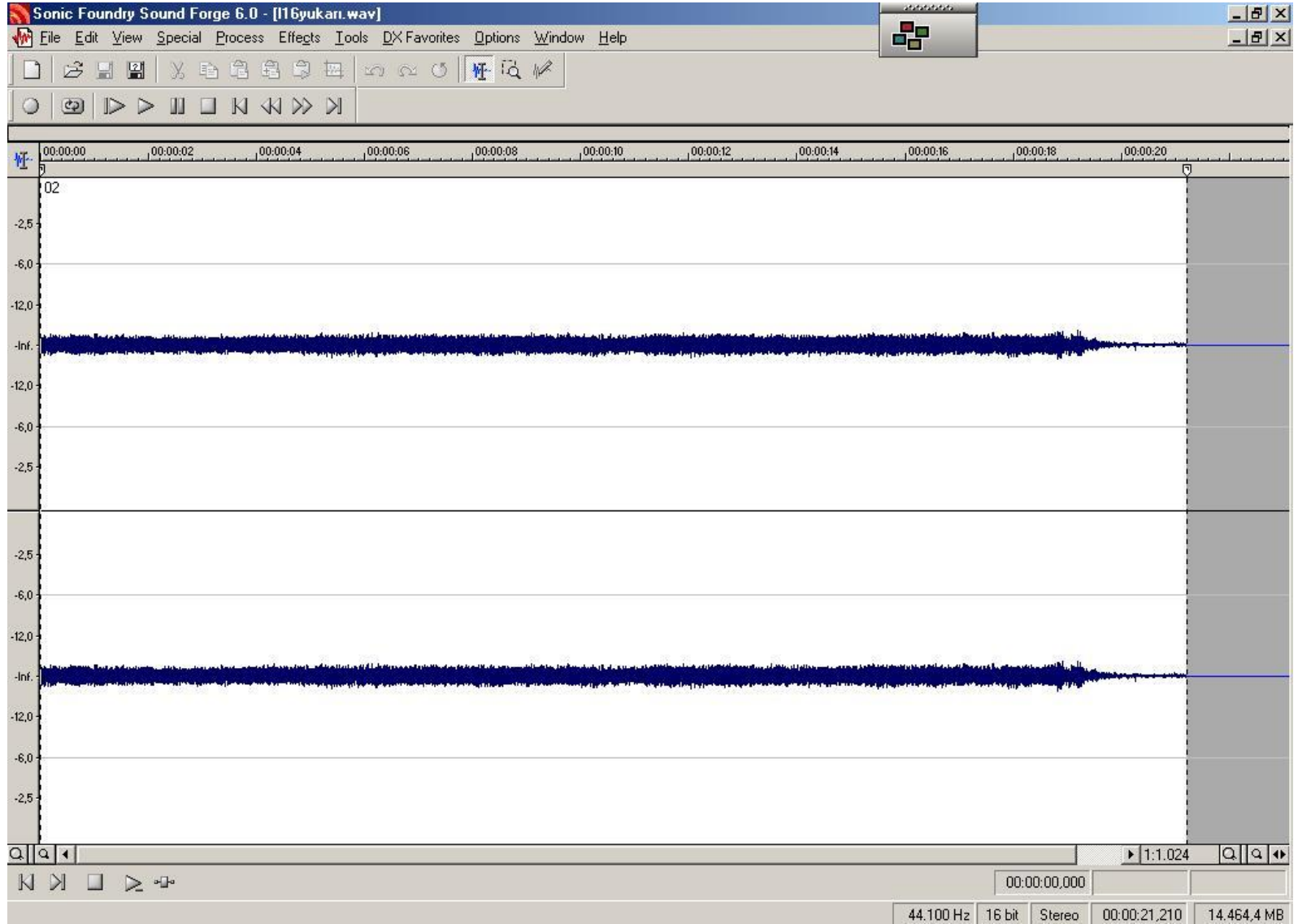


Şekil B.25 Asansör No : 7 Aşağı iniş. En düşük örnekleme değeri 67.35 dB (0.877 sn) En yüksek örnekleme değeri 66.31 dB (20.807 sn)

Ortalama değer 66.83 dB

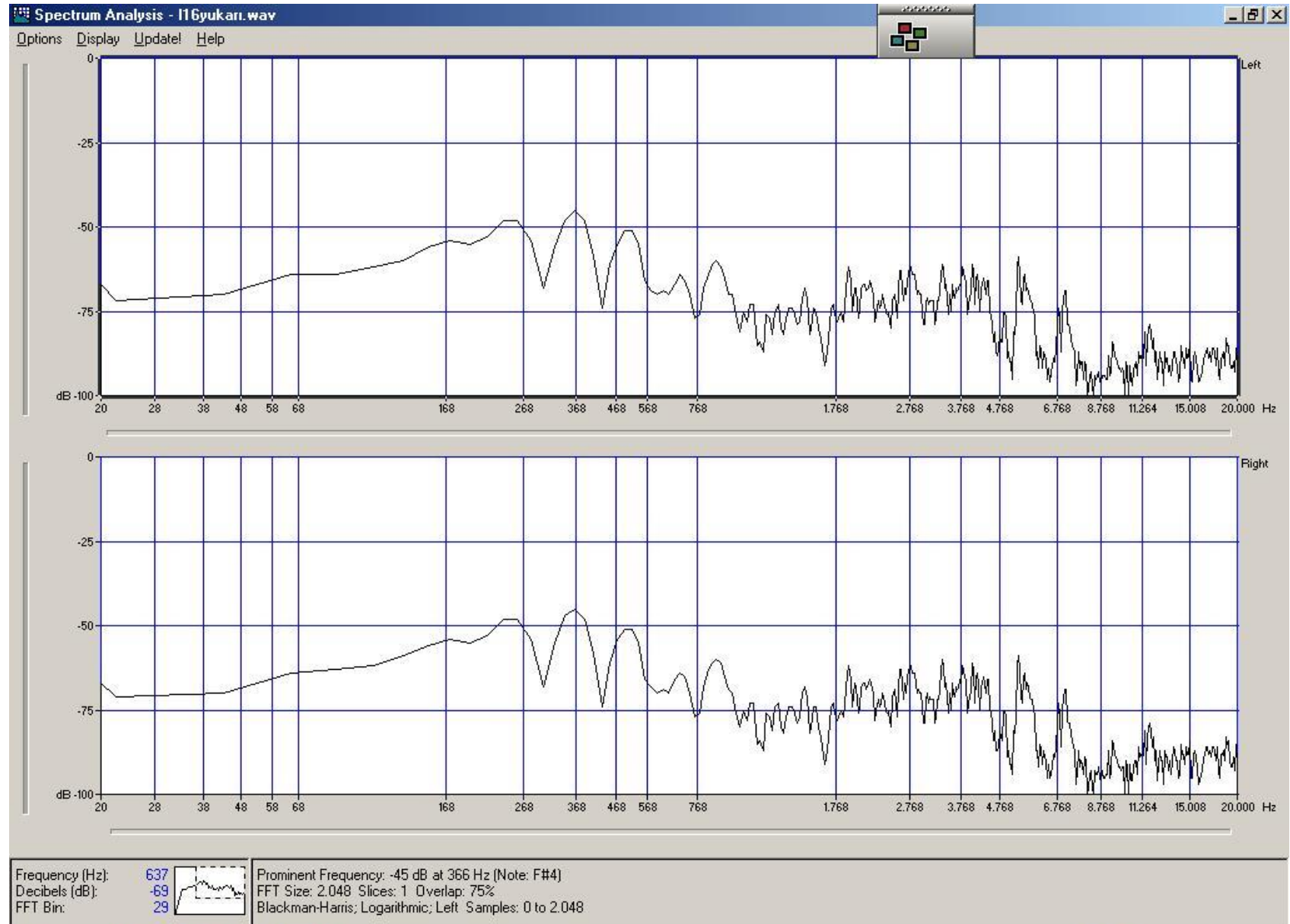


Şekil B.26 Spektrum Analizi

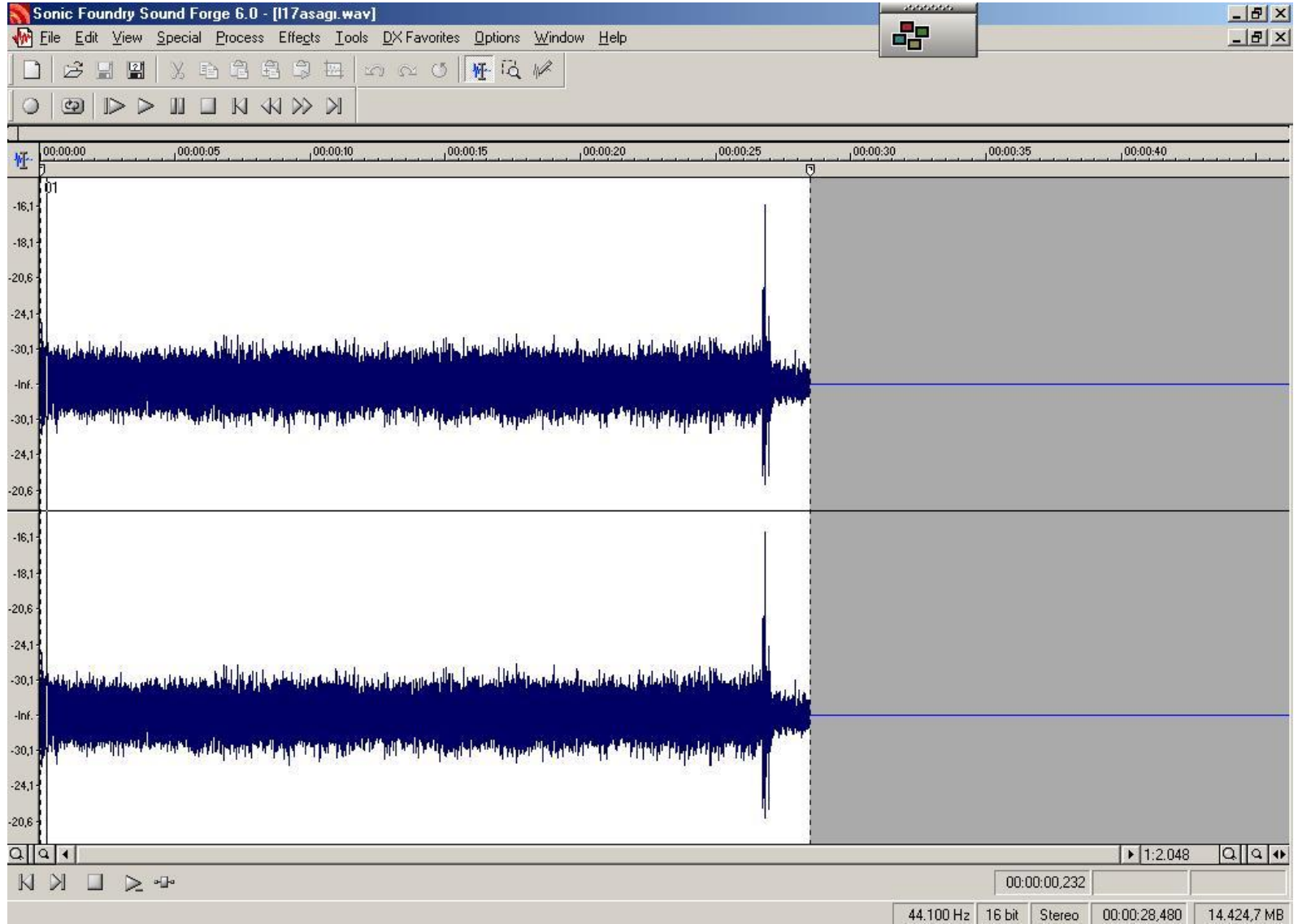


Şekil B.27 Asansör No : 7 Yukarı çıkış. En düşük örnekleme değeri 68.9 dB (3.453 sn) En yüksek örnekleme değeri 67.97 dB (14.539 sn)

Ortalama değer 68.435 dB

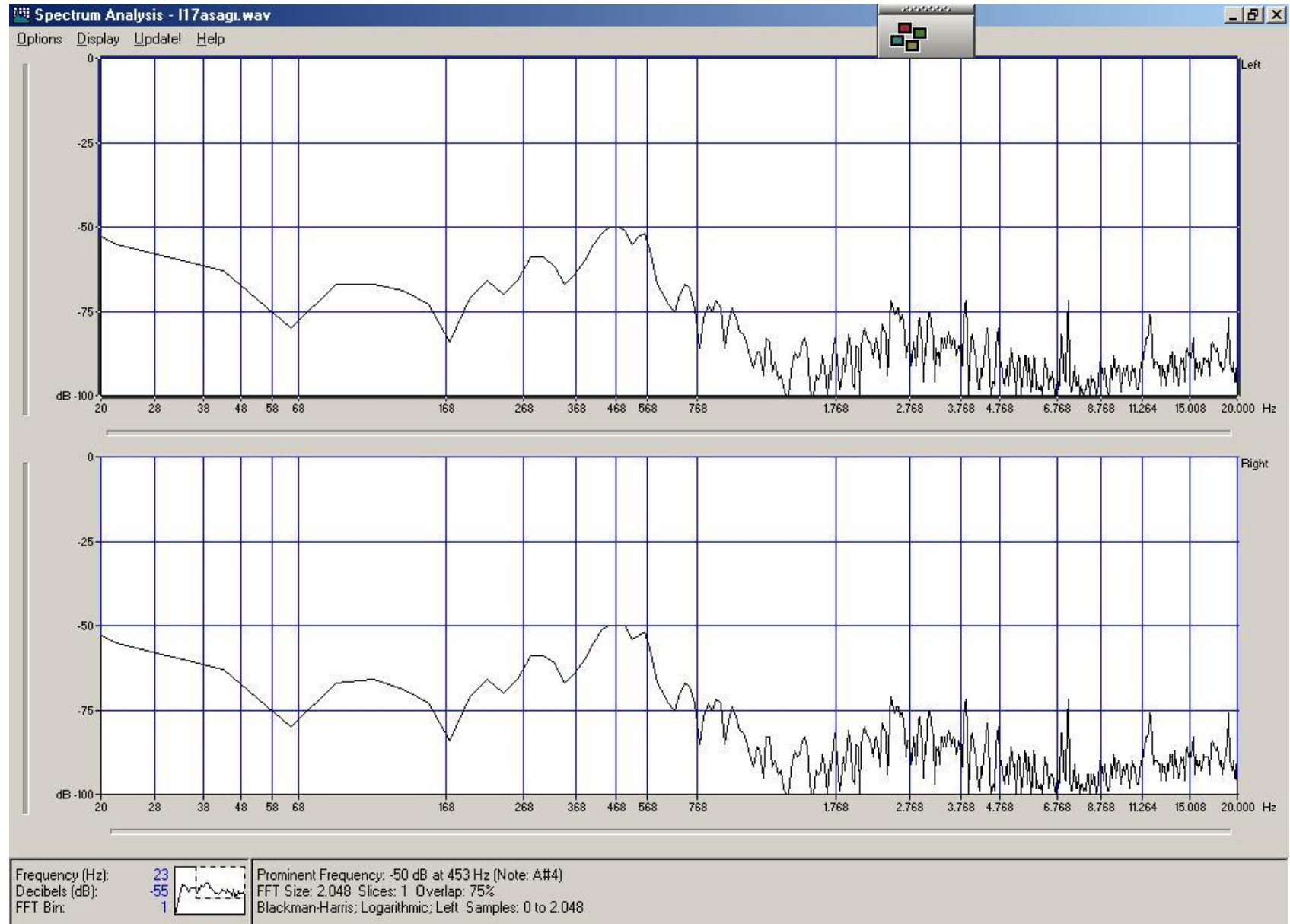


Şekil B.28 Spektrum Analizi

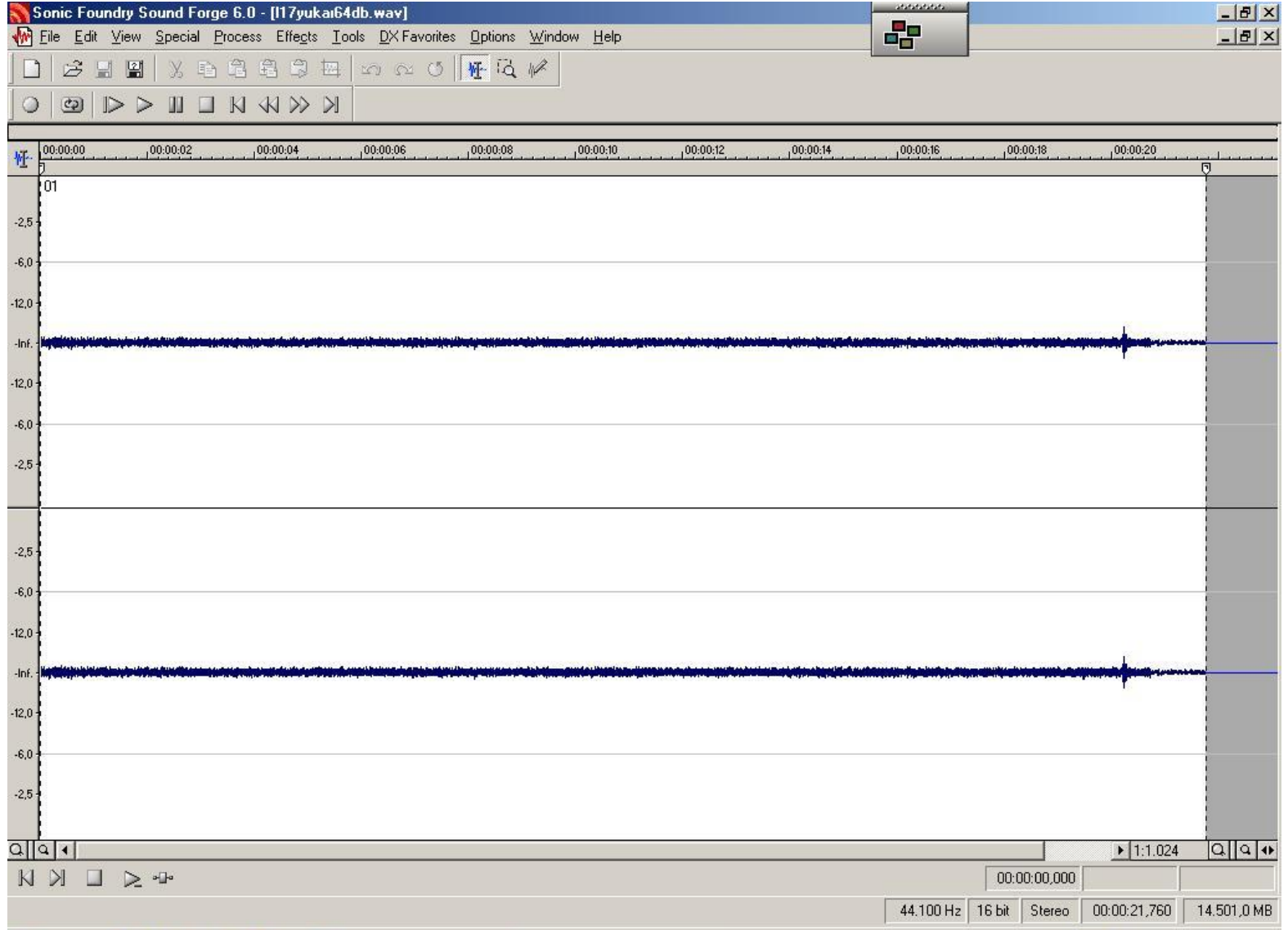


Şekil B.29 Asansör No : 8 Aşağı iniş. En düşük örnekleme değeri 62.99 (7.348 sn) En yüksek örnekleme değeri 63.02 (12.568 sn)

Ortalama değer 63 dB

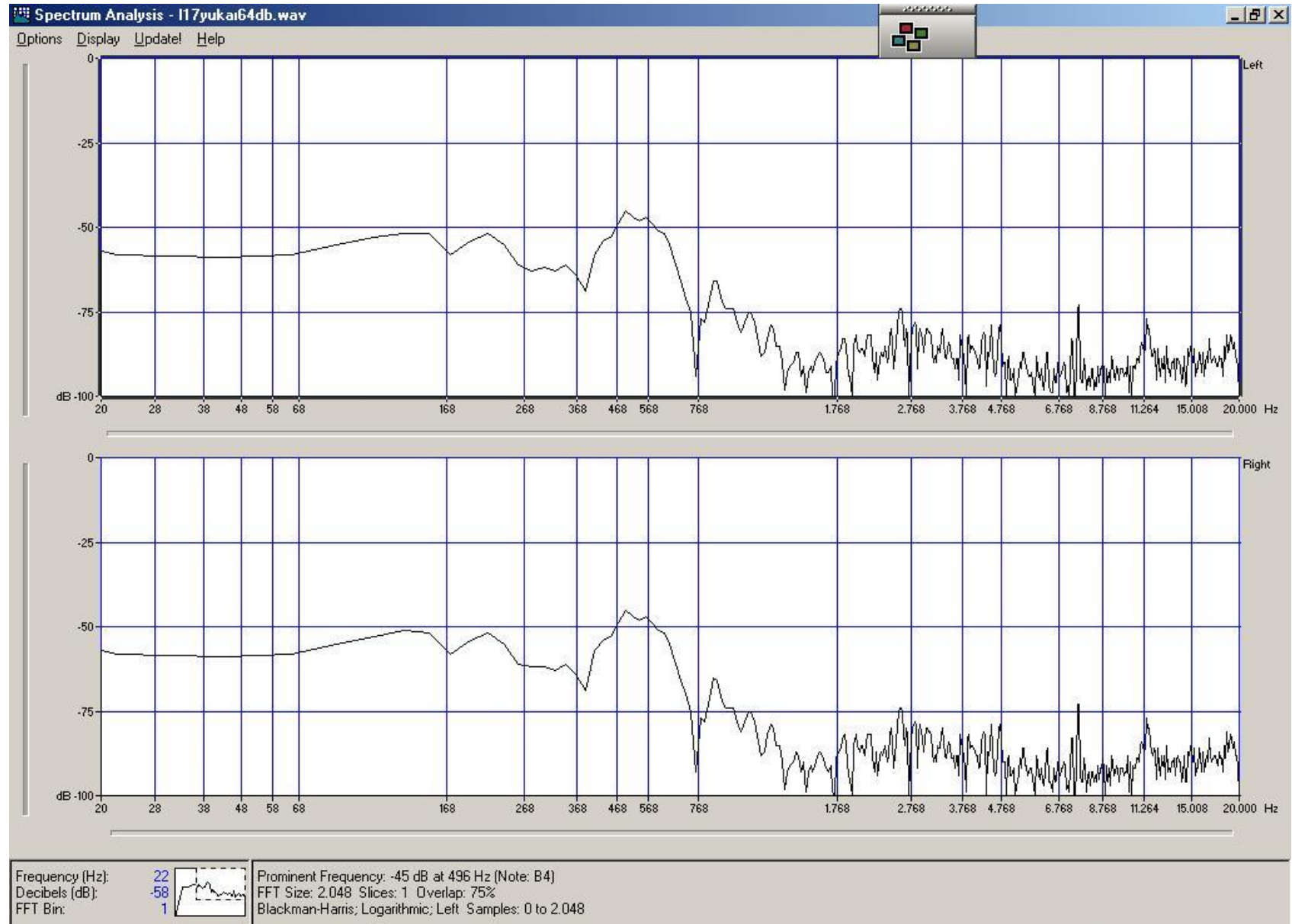


Şekil B.30 Spektrum Analizi



Şekil B.31 Asansör No : 8 Yukarı çıkış. En düşük örnekleme değeri 63.69 dB (6.094 sn) En yüksek örnekleme değeri 62.9 dB (11.404 sn)

Ortalama değeri 63.295 dB



Şekil B.32 Spektrum Analizi

ÖZGEÇMİŞ

Hakan UZUNOĞLU, 14.02.1980 tarihinde Bursa’da doğdu. İlk öğrenimini Pendik Atatürk İlkokulu’nda ardından ortaokulu Pendik Kılıçarslan İlköğretim Okulu’nda bitirdi. Lise öğrenimini Kocaeli Sezai Türkes Feyzi Akkaya Anadolu Teknik Lisesi’nde tamamladıktan sonra Temmuz 2001’de Yıldız Teknik Üniversitesi’nden Makina Mühendisi ünvanı ile mezun oldu. Halen İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı Konstrüksiyon Programı’nda yüksek lisans tez çalışmasına devam etmektedir. Ayrıca İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü’nde Burs karşılığı yarı zamanlı çalışmaktadır.