

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ARKADAN İTİŞLİ HAFİF TİCARİ ARAÇLARDA
TEKERLEKLERE HAREKET TRANSFERİNİ
GERÇEKLEŞTİREN KARDAN MİLİNDE OLUŞAN TİTREŞİM VE
SESLERİN ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS

Makine Mühendisi Turgut KORKUT

Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği

Danışman: Yrd. Doç Dr. Sedat KARABAY

KOCAELİ, 2008

KOCAELI UNIVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU

ARKADAN İTİŞLİ HAFİF TİCARİ ARAÇLARDA ARKA
TEKERLEKLERE HAREKET TRANSFERİNİ
GERÇEKLEŞTİREN KARDAN MİLİNDE OLUŞAN TİTREŞİM VE
SESLERİN ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makine Mühendisi Turgut KORKUT

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 25 Mart 2008

Tezin Savunulduğu Tarih : 26 Mayıs 2008

Tez Danışmanı

Yrd. Doç Dr. Sedat KARABAY

(*S. Karabay*)

Üye

Doç. Dr. Serpil KURT

(*Serpil Kurt*)

Üye

Prof. Dr. Remzi ASLAN

(*Remzi Aslan*)

KOCAELİ, 2008

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Bu tezin tüm aşamalarında yardımını esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. Sn. Sedat KARABAY'a, Yüksek Lisans programına başlamam için beni cesaretlendirdiği ve desteğini hiç esirgemediği için Ford Otosan'daki yöneticim Sn. Ahmet TURAN'a, tez tamamlama aşamasında verdiği destekten ötürü çalışma arkadaşım Sn. Umut GÜNSAY'a, ayrıca Yüksek Lisans Programına beraber devam ettiğimiz ve bu süre zarfında yardımlarını esirgemeyen Sn. Cengiz İĞDELİ'ye sonsuz teşekkür ediyorum.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	i
İÇİNDEKİLER.....	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	iv
TABLolar DİZİNİ.....	vi
SEMBOLLER.....	vii
ÖZET.....	ix
İNGİLİZCE ÖZET.....	x
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Önden Çekişli Araçlar.....	1
1.2. Arkadan İtişli Araçlar.....	2
1.3. Dört Çeker:.....	2
1.4. Arkadan İtişli Araçların avantajları.....	3
1.5. Arkadan İtişli Araçların Dezavantajları.....	4
2. NVH (SES, TİTREŞİM VE GÜRÜLTÜ).....	6
2.1. NVH Kaynakları.....	6
2.2. Ses Perdesine Ait(Tonal) Ses ve Bant Genişliği.....	7
2.3. Enstrümantasyon.....	7
2.4. Araştırmacı Teknikler.....	8
2.5. Bilgisayar Modellemesi.....	8
2.6. Özel Çözümler.....	8
3. SES KALİTESİ VE TİTREŞİM.....	11
3.2. Titreşim.....	13
3.2.1. Titreşim tipleri.....	14
3.2.2. Serbest titreşim.....	14
3.3. Sürekli Ortamlar Titreşimi.....	14
3.3.1. Mil modellemesi.....	15
3.3.2. Sürekli ortamların titreşim analizi.....	16
3.3.3. Millerin serbest titreşimi.....	17
3.4. Titreşim Testi.....	20
3.5. Titreşim Analizi.....	20
3.6. Titreşim Kaynakları.....	22
3.7. Titreşim Teorisi.....	23
4. ARKADAN İTİŞLİ ARAÇLARDA NVH YARATAN PARÇALAR.....	28
4.1. Diferansiyel (Aks).....	29
4.3. Kardan Milleri.....	32
4.4. Arkadan İtişli Araçlarda En Önemli NVH Problemleri.....	35
5. KARDAN MİLİ NVH – UĞULTU PROBLEMİ DEĞERLENDİRMESİ.....	38
5.1. Subjektif Değerlendirme.....	38
5.1.1. Araç hazırlama.....	38
5.1.2. Test prosedürü.....	38
5.1.3. Verinin sunumu.....	40
5.2. Objektif Değerlendirme.....	40
5.3. Test Uygulaması.....	40
5.3.1. Veri toplamak için gerekli ekipmanlar.....	40
5.3.2. Subjektif değerlendirme akış şeması.....	41

5.3.3. Kardan mili koşulları.....	44
5.3.4. Sürüş koşulları	45
5.3.5. Seyir esnasında NVH değerlendirmesi.....	45
5.3.6. Analiz ekipmanı.....	45
5.3.7. Frekans aralıkları	46
5.3.8. Yolda ivmelenme/yavaşlama ölçümü	46
5.3.9. Kardan mili harmonik analizi	47
5.3.10. Harmonikler	48
5.3.11. Objektif değerlendirme akış şeması	49
6. PROJE KAPSAMI	50
6.1. Problem Tanımı	50
6.2. Müşteri Talebi	50
6.3. Projenin Etki Alanı.....	50
6.4. Müşteri Kritik Kalite Özelliği.....	51
6.5. Hata Tanımı	51
6.6. Faktörler	51
6.7. Hata Durumları	51
6.8. Kontrol Noktaları	51
6.8.1. Veri toplama planı	52
6.9. Yetenek Çalışması.....	54
6.9.1. SGF açısı yetenek çalışması – CD askı yatağı (mevcut durum).....	54
6.9.2. UJ açısı yetenek analizi – CD askı yatağı (mevcut durum).....	55
6.9.3. Pinyon açısı yetenek analizi – CD askı yatağı (mevcut durum)	56
6.9.4. Yetenek analizi sonucu	57
6.9.5. Deney Tasarımı(DoE)	57
6.10. Deney Tasarımı Analizi.....	58
6.10.1. Tam faktörlü deney tasarımı analizi – SGF açısı	58
6.10.2. Tam faktörlü deney tasarımı analizi – UJ açısı	61
6.10.3. Tam faktörlü deney tasarımı analizi – Pinyon açısı.....	63
6.11. Regresyon Analizi.....	65
6.12. Çoklu Varyasyon Değerlendirmesi	66
6.13. DPM Değeri – Önce ve Sonra.....	68
6.13.1. DPM – SGF Açısı – iyileştirme öncesi ve sonrası - araç boş halde	68
6.13.2. DPM – SGF Açısı – iyileştirme öncesi ve sonrası - araç yüklü halde.....	69
6.13.3. DPM – UJ Açısı – iyileştirme öncesi ve sonrası - araç boş halde	70
6.13.4. DPM – UJ Açısı – iyileştirme öncesi ve sonrası - araç yüklü halde.....	71
6.13.5. DPM – Pinyon Açısı – iyileştirme öncesi ve sonrası - araç boş halde	72
6.13.6. DPM – Pinyon Açısı – iyileştirme öncesi ve sonrası - araç yüklü halde	73
6.14. DPM – Özet Tablo ve DoE'den çıkarılan sonuç.....	74
6.15. Sonuç - DoE Öncesi ve Sonrası.....	74
7. OBJEKTİF DEĞERLENDİRME	75
7.1. Şanzıman Gövdesi.....	75
7.2. Merkez Rulman.....	76
7.3. Pinyon Dişlisi	77
7.4. Kardan Mili.....	77
8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	81
KAYNAKLAR	83
EKLER.....	85
ÖZGEÇMİŞ	99

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1: Önden çekişli araç konfigürasyonu.....	1
Şekil 1.2: Arkadan itişli araç konfigürasyonu(bağımsız süsp. için).....	2
Şekil 1.3: 4 çeker aktarma organları konfigürasyonu (canlı dingil için)	3
Şekil 2.1: Michael Schumacher'ın Ferrari'sinin 16680 rpm'deki ses spektrumu.....	7
Şekil 3.1: Aktarma organları, yol, rüzgar sesi frekans ve ses seviyesi grafikleri.....	11
Şekil. 3.2: Mırıltı ses spektrumu	12
Şekil. 3.3: Rafine ses spektrumu.....	12
Şekil. 3.4: Bağımlılık yapan ses spektrumu	12
Şekil 3.5: Mırıltı, rafine ve bağımlılık yapan ses spektrumu.....	13
Şekil 3.6: Mil üzerinde oluşan kuvvetler	15
Şekil 3.7: Uçları ankastre mil kesidinin $\varphi(z)$ açısal pozisyonu için doğal modlar	20
Şekil 3.8: 1 Hz'lik kare dalga'nın harmonik sinüs fonksiyonlarının toplamı olarak gösterilmesi ve bunun spektrumu	21
Şekil 3.9: Buhar türbininin Rulman pedestalına ait periyodik hareketi	23
Şekil 3.10: Zamana bağlı harmonik ve harmonik olmayan titreşim eğrileri	24
Şekil 3.11: Basit sarkacın küçük salımlı harmonik fonksiyonu	24
Şekil 3.12: Titreşim çevrimleri	25
Şekil 3.13: Faz açısıyla oluşan iki harmonik hareket	26
Şekil 3.14: Harmonik olmayan periyodik hareket.....	27
Şekil 4.1a: Aktarma organları 3 boyutlu görünüşü.....	28
Şekil 4.1b: Kardan mili yandan görünüş	29
Şekil 4.2: P,R,S dişlileri ve diferansiyel dişli grubu	30
Şekil 4.3: Üniversal mafsalları alt parçaları	31
Şekil 4.4: Kardan mili yapısı.....	34
Şekil 4.5: Motor ve aktarma organlarının araç konumlandırma modeli	36
Şekil 4.6: Sabit araç hızında aktarma organları kuvvetleri.....	37
Şekil 5.1: Data analizörü	42
Şekil 5.2: Takometre	42
Şekil 5.3: Mikrofon	42
Şekil 5.4: Şanzıman gövdesi ve gövdeye monte edilen ivmeölçer	43
Şekil 5.5: Merkez rulman ve kardan mili askı yatağına monte edilen ivmeölçer	43
Şekil 5.6: Pinyon dişlisine monte edilen ivmeölçer	43
Şekil 5.7: Objektif data toplarken kullanılan analiz ekipmanı	45
Şekil 6.1: Kardan mili açıları.....	52
Şekil 6.2: SGF açısı yetenek analizi - araç yüksüz(kerb) iken	54
Şekil 6.3: SGF açısı yetenek analizi - araç yüklü(GVM) iken.....	54
Şekil 6.4: UJ açısı yetenek analizi - araç yüksüz iken	55
Şekil 6.5: UJ açısı yetenek analizi - araç yüklü iken	55
Şekil 6.6: Pinyon açısı yetenek analizi- araç yüksüz iken.....	56
Şekil 6.7: Pinyon açısı yetenek analizi - araç yüklü iken.....	56
Şekil 6.8: SGF açısının veri dağılımı (dağılım normal değil).....	58
Şekil 6.9: Residulların veri dağılımı (dağılım normal)	58
Şekil 6.10: SGF açısını etkileyen faktörlerin askı yatağı ve yükleme koşullarına göre dağılımı	60
Şekil 6.11: UJ açısının veri dağılımı (dağılım normal değil).....	61

Şekil 6.12: UJ açısı residuallarının veri dağılımı (dağılım normall)	61
Şekil 6.13: UJ açısını etkileyen faktörlerin askı yatağı ve yükleme koşullarına göre dağılımı	63
Şekil 6.14: Pinyon açısının veri dağılımı (dağılım normall)	63
Şekil 6.16: Çoklu Varyasyon değerlendirmesi SGF Açısı – askı yatağı ve yükleme etkisi.....	66
Şekil 6.17: Çoklu Varyasyon değerlendirmesi UJ açısı – askı yatağı ve yükleme etkisi.....	67
Şekil 6.18: Çoklu Varyasyon değerlendirmesi pinyon açısı – askı yatağı ve yükleme etkisi.....	67
Şekil 6.19: SGF açısı yetenek analizi – araç boş halde - önceki durum.....	68
Şekil 6.20: SGF açısı yetenek analizi – araç boş halde - sonraki durum	68
Şekil 6.21: SGF açısı yetenek analizi – araç yüklü halde - önceki durum.....	69
Şekil 6.22: SGF açısı yetenek analizi – araç yüklü halde - sonraki durum.....	69
Şekil 6.23: UJ açısı yetenek analizi – araç boş halde - önceki durum	70
Şekil 6.24: UJ açısı yetenek analizi – araç boş halde - sonraki durum	70
Şekil 6.25: UJ açısı yetenek analizi – araç yüklü halde - önceki durum.....	71
Şekil 6.26: UJ açısı yetenek analizi – araç yüklü halde - sonraki durum.....	71
Şekil 6.27: Pinyon açısı yetenek analizi – araç boş halde - önceki durum.....	72
Şekil 6.28: Pinyon açısı yetenek analizi – araç boş halde - sonraki durum.....	72
Şekil 6.29: Pinyon açısı yetenek analizi – araç yüklü halde - önceki durum	73
Şekil 6.30: Pinyon açısı yetenek analizi – araç yüklü halde - sonraki durum	73
Şekil 7.1: Şanzıman gövdesine monte edilen ivmeölçer.....	75
Şekil 7.2: Merkez rulmana monte edilen ivmeölçer	76
Şekil 7.3: Diferansiyel Üzerinde pinyon dişli kısmına monte edilen ivmeölçer	77
Şekil 7.4: İyileştirme öncesi kullanılan askı yatağı bilgileri.....	78
Şekil 7.5: İyileştirme sonrası kullanılan askı yatağı bilgileri.....	78

TABLolar DİZİNİ

Tablo 5.1: VER notlama tablosu	39
Tablo 5.2: Subjektif değerlendirme süreç akış haritası	41
Tablo 5.3: Objektif değerlendirme süreç akış haritası.....	49
Tablo 6.1: Veri toplama planı	52
Tablo 6.2: SGF açısı DoE ana faktörler tablosu_ilk deneme	59
Tablo 6.3: SGF açısı DoE ana faktörler tablosu – 2. deneme.....	60
Tablo 6.4: UJ açısı DoE ana faktörler tablosu – 1. deneme	62
Tablo 6.5: UJ açısı DoE ana faktörler tablosu – 2. deneme	62
Tablo 6.6: Pinyon açısı DoE ana faktörler tablosu – 1. deneme	64
Tablo 6.7: Pinyon açısı DoE ana faktörler tablosu – 2. deneme	64
Tablo 6.8: Regresyon analizi tablosu ve ampirik formül	65
Tablo 6.9: Askı yatağı yükseklik değerleri	66
Tablo 6.10: DoE özet tablo	74
Tablo 7.1: 115 km/h hızda şanzıman gövdesinden kaydedilen ses spektrumu	75
Tablo 7.2: 115 km/h hızda merkez rulmandan kaydedilen ölçülen ses spektrumu .	76
Tablo 7.3: 115 km/h hızda pinyon dişlisinden kaydedilen ölçülen ses spektrumu ...	77
Tablo 7.4: İyileştirme öncesi ve sonrası objektif veri tabloları	79
Tablo 7.5: FFT grafiği – tüm seviyeler aynı tabloda toplanmıştır	80
Tablo 8.1: Araç üzerinde kayıt edilen diğer sesler	82

SEMBOLLER

Δf	: Optimum frekans çözümü
S_n	: n.ci harmonikteki hız tarama oranı
W	: Etkin gürültü bant genişliği
S_{rpm}	: İvmeleme/yavaşlama tarama oranı RPM/Saniye
∂f_n	: Harmonik(hz) genişliği
∂_{rpm}	: Her kayıt rpm aralığı
Δh_t	: Tekerlek harmonik değeri
Δh_m	: Motor harmonik değeri
t_k	: Tekerlek harmonik değeri
M_h	: Motor harmonik değeri
D_o	: Dişli oranı
$(RPM)_t$: Tekerleğe ait bir dakikadaki dönüş sayısı
$(RPM)_{km}$: Kardan miline ait bir dakikadaki dönüş sayısı
n_{ds}	: Dönme sayısı
l_m	: Mesafe
r_{dy}	: Dönme yarıçapı
k_d	: k dönüşüm katsayısı(inç/mil)
τ	: Yüzey boyunca yayılı tork
G	: Mil kesme modülü
ρ	: Yoğunluk
A	: Mil kesit alanı
J	: İkincil moment
T	: Mil tork değeri(belirli bir t anında)
t	: Zaman
φ	: Mil kesidinin anlık açısal pozisyonu
I	: Mil eylemsizlik momenti
λ	: G/ρ 'nun karekökü olan sabit bir değer
q	: Dış etki
ω_n	: Doğal frekans
β_n	: ω_n/λ 'dan oluşan katsayı
V	: Hız
f	: Frekans
ω	: Dairesel frekans
ϕ	: Faz açısı/farkı
VPM	: Bir dakikadaki titreşim sayısı

Kısaltmalar

6 Sigma	: Varyasyon kaynağı tespit etme ve azaltmaya yönelik kullanılan bir teknik
ASL	: Alt tolerans değeri
CAE	: Bilgisayar destekli mühendislik
CV Mafsal	: Constant velocity – sabit hız mafsalı
dB(A)	: Desibel A
DoE	: Design of Experiment – Deney Tasarımı
Driveline Roughness	: Kardan mili uğultusu
FFT	: Hızlı fourier dönüşümü

FMEA	: Hata modu ve etkileri analizi
Grinding	: Diferansiyel kazıntı sesi
Grawl	: Diferansiyel pinyon titreme sesi
GVM	: Araç yüklü konum
Kerb	: Araç yüksüz konum
Mean	: Ortalama
NVH	: Ses, titreşim ve harshness(ses ve titreşimin her ikisinin birlikte oluşturdukları kombinasyon)
P Değeri	: Probability factor – ihtimal faktörü, 6 sigma yaklaşımında 5%'lik hata ile çalışmaktadır. istatistiki olarak elde edilen veri 95% güvenilirliğe sahiptir.
P Dişlisi	: Pinyon dişlisi
PRA	: Mırıltı, rafine ve bağımlılık yapan nvh ses spektrumları
PPM ya da DPM	: Milyonda hata adedi
R dişlisi	: Diferansiyel sağ aks mil dişlisi
RPM	: Revolution per minute – bir dakikada yaptığı devir sayısı
S dişlisi	: Diferansiyel sol aks mil dişlisi
FMEA	: Hata türü ve etkileri analizi
SGF	: Şanzıman çıkış mili flanşı
U-Mafsal(UJ)	: Üiversal mafsal
USL	: Üst tolerans değeri
VER	: Araç mühendisliği değerlendirme notlaması
W	: Etkin gürültü bant genişliği
Z Değeri	: 6 Sigma yaklaşımına göre sigma değeri

ARKADAN İTİŞLİ HAFİF TİCARİ ARAÇLARDA TEKERLEKLERE HAREKET TRANSFERİNİ GERÇEKLEŞTİREN KARDAN MİLİNDE OLUŞAN TİTREŞİM VE SESLERİN ANALİZİ

Turgut KORKUT

Anahtar Kelimeler: NVH, Kardan mili titreşimi, Kardan mili ses problemi,

Özet: Arkadan itişli hafif ve orta sınıf ticari araçlarda motordan şanzımana iletilen gücü arka aks üzerindeki diferansiyele “kardan mili” adı verilen elemanlar iletmektedir. Kardan milleri şanzıman ile diferansiyel mesafeye bağlı olarak tek parça, 2 veya daha fazla parçalı olarak üretilmektedir.

Tezimizin konusu; iki parçadan oluşan kardan milinin sürüş esnasında titreşim yapması sebebiyle uğultu sesine sebebiyet vermesinin teorik analizi ve bu sesin azaltılmasına yönelik yapılan deneysel ve teorik çalışmaları ihtiva etmektedir.

Söz konusu kardan mili uzun olduğundan tam ortadan askı yatağı ve merkez rulmanı vasıtasıyla araç alt gövdesine monte edilmektedir. Diğer uçlardan biri şanzıman çıkışı ucuna diğer ucu da diferansiyel pinyonuna civatarla monte edilmektedir.

Kardan milinin titreşim ve dolayısıyla uğultu yapmaması için en ideal konum 180 derece açı ile araca konumlandırılmasıdır ki bu pratikte mümkün olmamaktadır. Bu sınırlamalar altında Kardan Mili belirli bir açı ile araç altına konumlanmakta ve bu açının belirli sınırlar içinde olması gerekmektedir. Aksi takdirde kardan mili salınım yaparak dönmekte ve F.Sinwt şeklinde bir zorlayıcı kuvvete neden olmaktadır. Ayrıca yüklemenin etkisi ile de bu açı değişmekte ve uğultunun şiddetinin de değişiklik göstermesine sebebiyet vermektedir. Amacımız; motor ve dolayısıyla şanzımandan iletilen ve kardan mili vasıtasıyla şasiye oradan gövde panellerine ulaşan, neticede uğultu formunda araç kullanıcılarını rahatsız edecek seviye çıkan ses probleminin oluşumunu engellemek veya sesi müşterinin duyamayacağı mertebelere indirgemektir.

Bunu gerçekleştirmek için, 6 Sigma ve Deney tasarımı yöntemleri kullanılmış ve elde edilen çözüm daha sonra ivmeölçer ve mikrofonlar ile toplanan veri ile de ispatlanmıştır.

ANALYSIS OF VIBRATION & NOISE ACTING ON DRIVELINE OF REAR WHEEL DRIVEN VEHICLES

Turgut KORKUT

Keywords; NVH, Driveline Vibration, Roughness, Noise

Abstract: Driveline transmits the power/torque generated by the engine and transmission to the differential that is attached to the alive rear axles. Drivelines are made as single, 2-piece and 3-piece depending on the distance between transmission and differential.

The scope of this thesis is; the analysis of drumming noise generated by 2-piece Driveline due to Vibration during cruising and resolution/reduction of this noise with experimental study.

Long driveline is fixed to the underbody in its mid-point with the help of hanger bracket and Center Bearing. One end of the driveline is mounted to the outlet of the transmission and the other end is assembled to the pinion flange of the differential with studs. The Vibration and drumming-noise-free driveline can only be achieved by locating the driveline to the underbody with 180 degree position angle.

In practice it is not possible. Under these packaging constraints, Driveline can only be put on the vehicle at a certain angle and tolerance. Otherwise, Driveline will turn around with a run out and this will lead to vibration and audible noise that will cause dissatisfied customer.

Also Driveline angle that varies with the suspension height changing by loading/unloading impacts the noise level and intensity. Increased level of noise reduces the customer's satisfaction level furthermore.

Our goal is to resolve/reduce the vibration generated by the driveline, reaching to the customer's hears as noise form. This will be made through;

- Determination of vibration transfer path by the instrumentation of the vehicle with accelerometer and microphone (objective evaluation).
- Determination/reduction of the vibration intensity by Experimental analysis – 6 Sigma Method(subjective evaluation).

1. GİRİŞ

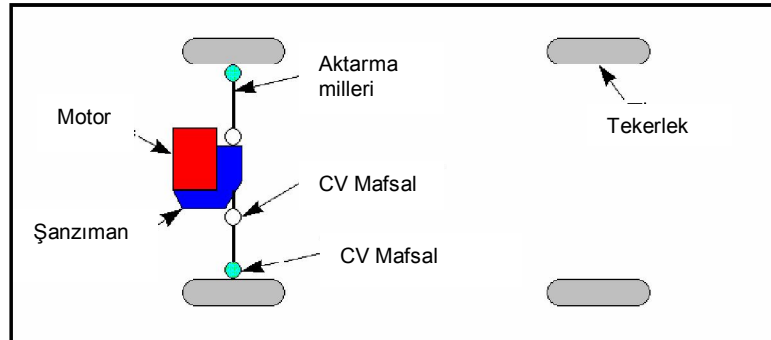
Motorlu araçlarda güç aktarma organları, güç üreten ve ürettiği gücü aktaran parçalar grubudur. Bu parçalar, şanzıman, kardan mili, diferansiyel ve son olarak tahrik ettikleri parçaları içermektedirler.

Normalde bu parçalar gücü, güç aktarma organlarından çekiş sağlanan tekerleklere iletirler. Bu sebeple şanzımandan sonra gelen araç parçalarıdır ve çekişin sağlandığı tekerleklere göre önden çekişli, arkadan itişli ve 4 Çeker olarak adlandırılırlar. Şimdi çekiş tipine göre nasıl tanımlandıklarına ve hangi parçaların bu tipleri oluşturduklarına bir göz atalım.

1.1. Önden Çekişli Araçlar

Önden çekişli araç konfigürasyonunda, çekiş sağlanan tekerlekler aynı zamanda aracın kumanda edildiği tekerleklerdir. Bu çekiş tipinde bulunan belli başlı parçalar (Bkz. Şekil 1.1).

- Motor
- Şanzıman
- İç CV mafsallar
- Ön aktarma milleri
- Dış CV- mafsallar
- Ön tekerlekler



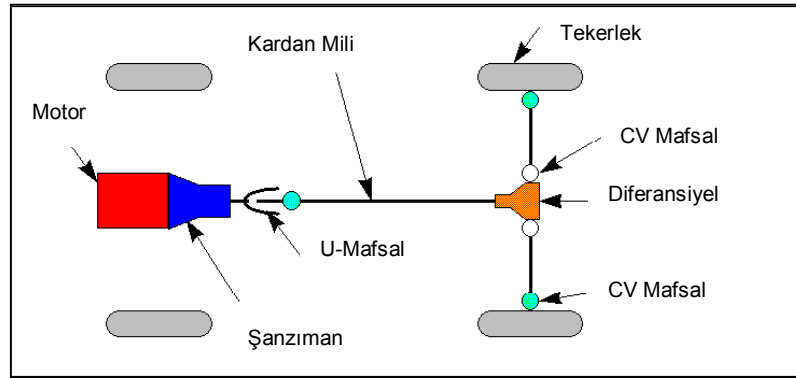
Şekil 1.1: Önden çekişli araç konfigürasyonu

1.2. Arkadan İtişli Araçlar

Arkadan itişli araçlarda güç motordan ve şanzımandan alınarak kardan milleri ve diferansiyel vasıtasıyla arka tekerleklere taşınmaktadır.

Bu tipte genelde bulunan parçalar (Bkz. Şekil 1.2)

- Motor
- Şanzıman
- Ön bağlantı(üniversal mafsalsal)
- Kardan mili
- Arka bağlantı(üniversal mafsalsal)
- Diferansiyel



Şekil 1.2: Arkadan itişli araç konfigürasyonu(bağımsız süsp. için)

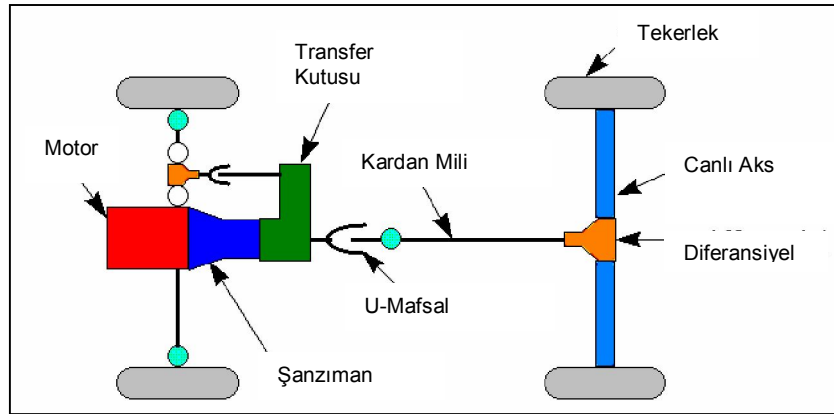
1.3. Dört Çeker:

Dört çeker araçlarda ise güç, otomatik olarak kardan mil(ler)i vasıtasıyla canlı akslara (genelde arka aks) aktarılır ve harekete geçer geçmez güç transfer kutusu tarafından bölünerek her iki aksa iletilir.

Bu çekiş tipininin parçaları (Bkz. Şekil 1.3.)

- Motor
- Şanzıman
- Ön bağlantı(üniversal mafsalsal)
- Kardan mili
- Arka bağlantı(üniversal mafsalsal)

- Diferansiyel
- Bağımsız süspansiyon
- Yarım kardan milleri(bağımsız süspansiyonlu araç tipinde)
- İç CV mafsallar
- Dış CV mafsallar
- Canlı aks
- Ön ve arka tekerleklerden oluşmaktadır[1].



Şekil 1.3: 4 çeker aktarma organları konfigürasyonu (canlı dingil için)

Bu tezin kapsamı, orta sınıf ticari araç sınıfında sıkça üretilen ve satılan arkadan itişli araçlar ile ilgilidir. İlk olarak arkadan itişli araçların diğer araçlara nazaran avantaj ve dezavantajlarına bir bakalım:

1.4. Arkadan İtişli Araçların avantajları

- Dengeli ağırlık dağılımı motorun büyük bir kısmı ön ve arka tekerlekler arasında bir yere konumlandığından arkadan itişli araçlardaki ağırlık merkezinin ön ve arka kısmındaki ağırlık dağılımı önden çekişli araçlara nazaran daha dengelidir.
- Hızlanma esnasında ağırlık transferi ivmelenme esnasında, ağırlık arka tarafa yani çekişin sağlandığı tekerleklere doğru kayar bu da çekişi iyileştirir.
- Tork, ivmelenme esnasında aracın sağa sola çekmesine sebep olmaz.
- Dönüş yarıçapı, aracın ön tarafında karmaşık bağlantılar olmadığından, ön tekerlekler daha fazla döndürmek mümkün olmaktadır ve bu sayede verilen aks açıklıklarında daha düşük dönme yarıçapları elde edilir.

- Kuru zeminde daha dengeli ağırlık dağılımı ve ağırlık transferi sayesinde aracın yol tutuşu da artar. Daha dengeli dağılmış yüke maruz kalan ön ve arka tekerleklerde lastikler virajlarda yolu daha dengeli kavrarlar.
- Dengeli ağırlık dağılımı, ani ve sert frenleme esnasında yükü azalan taraftaki tekerleklerin kilitlemesini önlemeye yardımcı olur.
- Arkadan itişli araçlarda çekiş tekerlekleri, römork takılan yere daha yakın olduklarından özellikle ağır yüklerde manevra yapılmasını kolaylaştırmaktadır.
- Servis edilebilirlikleri daha iyidir. Çünkü arkadan itişli araçlarda aktarma organları modüler oldukları ve önden çekişli araçlarda olduğu gibi küçük küçük parçaların birleşiminden meydana gelmedikleri için servis esnasında daha az parçanın sökümü gerekmekte ayrıca özel takımlara ihtiyaç duyulmamaktadır.
- Geometri ve paketleme sınırlamaları sebebiyle, önden çekişli araçlarda ön tekerlek poyrasına monte edilen CV bağlantılar, arkadan itişli araçlarda kullanılan üniversal mafsallara nazaran daha erken aşınırlar. Arkadan itişli versiyonlarına nazaran oldukça kısa olan yarım tahrik milleri, önden çekişli araçlarda bağlantının daha büyük açı ile dönmesine sebep olduğundan daha fazla gerilme altındadırlar. Bu da arkadan itişli araçlarda benzer parçaların önden çekişli versiyonlarına nazaran yarısından daha az aşınacağı ve uzun ömürlü olacağı anlamına gelmektedir[2].

1.5. Arkadan İtişli Araçların Dezavantajları

- Aracın istenilenden daha keskin dönüş yapması ve bunun sonucu olarak da şerit değiştirme esnasında aracın arkasının aracın ön tarafının hareketini geç takip etme ihtimali yüksektir.
- Ağırlık fazladır. Arkadan itişli araçların aktarma organlarının parçaları daha az karmaşık ancak çok büyüktür. Kardan milleri ağırlığı da araç ağırlığına eklenmektedir. Şanzıman tüneli için ekstra sac parçalara ihtiyaç vardır ve ayrıca canlı aks, diferansiyel ile birlikte gücü sağ ve sola dağıtmak için kullanılan yarım miller(half-shaft) önden çekişli araçlarda kullanılanlardan daha uzun ve dolayısıyla ağırdırlar.
- Yükleme sonrasında uygun olmayan ağırlık dağılımı, arkadan itişli bir araçta ağırlık merkezini, yolcu veya kargo yükleme sonrası arka tarafa doğru kaymasına sebebiyet verir. Bu ise önceden kestirilemeyen yol tutuş problemleri yaratabilir.

- Muhtemelen aktarma organlarının tasarımından kaynaklanan karmaşık yapı ve ağırlık sebebiyle arkadan itişli araçlar benzer özelliklerdeki önden çekişli rakiplerine karşı fiyatı biraz daha yüksektir.
- Ticari araçlarda uzun kardan milleri aktarma organlarında ses, titreşim ve her ikisinin beraberce oluşturdukları gürültüye sebep olmaktadır[2].

Yukarıda belirtildiği gibi, aktarma organlarındaki ses ve titreşim her ikisi birden arkadan itişli araçlarda kaçınılması gereken en önemli olaydır. Günümüzde ticari araç pazarındaki rakipler teknolojik anlamda farklılıklarını aktarma organlarında ses ve titreşim seviyesini düşürerek göstermektedirler. Şimdi Ses, titreşim ve gürültünün (NVH) otomotiv endüstrisinde ne anlama geldiğine inceleyelim;

2. NVH (Ses, Titreşim ve Gürültü)

Ses, titreşim ve gürültü, ya da kısaca NVH özellikle otomotiv endüstrisinde araçların ses ve titreşim karakteristiğini ölçme ve değiştirme alanına verilen isimdir. Gürültü ise ses ve titreşimin ortak olarak oluşturduğu, ses ve titreşimin daha önce ayırt edilemediği zamanlarda kullanılan tanımlamasıdır. Ses ve titreşim ölçülebilir ancak gürültü sadece subjektif olarak değerlendirilebilir. Aslında literatürde harshness için psiko-akustik ölçümler yapılmaktadır ancak bu ölçümler bazı harshness problemlerini tanımlamakta yetersiz kalmaktadırlar.

NVH ölçümü iki aşamada ele alınır. Araç İçi NVH ve Araç Dışı NVH. Araç içi NVH araç içinde bulunanların algıladığı sesler ve titreşimleri ele alırken, araç dışı NVH aracın dışarıya verdiği ses ve titreşimlerle yakından ilgilenir.

NVH aslında mühendisliğin ta kendisidir. Fakat zaman zaman objektif ölçümler ile uzman kişilerin değerlendirmeleri neticesinde elde edilen subjektif sonuçlar arasında bir korelasyon bulunamayabilir. Bunun nedeni ise insan vücudunun kendine has frekans cevabının olması olarak gösterilebilir. Örneğin, bir kulak, "A" seviyesinde bir sesteki etkileniyor diyelim, fakat aynı kulak iki ayrı sesin toplamda oluşturduğu "A" seviyesinde bir sesteki de etkilenmeyeceği anlamına gelmemektedir. Daha önce bahsi geçen psikoakustik alanı kısmen bu korelasyonla yakından ilgilenmektedir.

Bazı durumlarda ise NVH mühendisinden, aracı daha sessiz yapmaktansa bazı özelliklerde harmonik sesler ekleyerek veya bazı sesleri silerek aracın bütünsel ses kalitesini değiştirmesi istenmektedir[3].

2.1. NVH Kaynakları

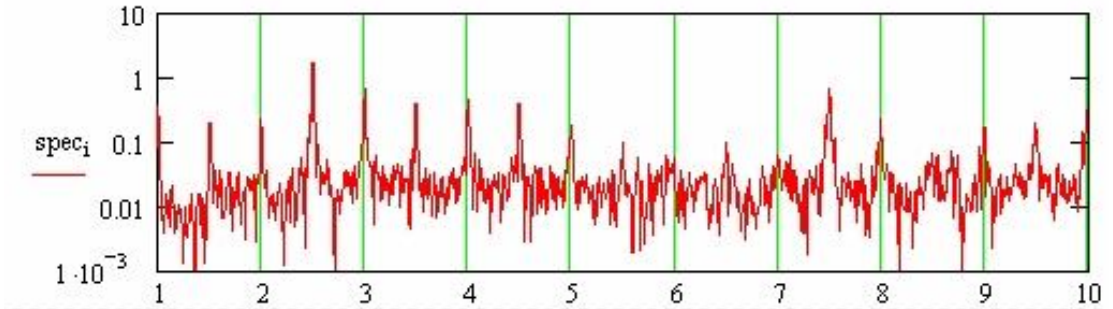
Bir araçtaki ses kaynakları çok çeşitlidir, Motor, aktarma organları, lastiğin yol ile teması, yol yüzeyi, frenler ve rüzgar. Araç içinde üfleçlerden ya da klimadan veya alternatörlerden gelen sesler oldukça yaygındır. Problemlerin çoğu araçta çok çeşitli transfer yollarından iletilen titreşimlerden meydana gelir. Daha sonra ise akustik dalgalar ile kabin içine iletilir. Bazıları ise sadece akustik olarak kendini gösterir ve

araç kabinini etkiler. Araçtaki titreşimler direksiyon simidinde, koltukta veya tabanda ve pedallarda hissedilebilir. Bazı problemler ise sadece görsel olarak hissedilebilir. Mesela Torpido, ayna titreşimi ya da güneşlik titreşimi gibi[3].

2.2. Ses Perdesine Ait(Tonal) Ses ve Bant Genişliği

NVH, motor sesi gibi belirli bir tonda ve sürekli olabilirken yol sesi ve rüzgar sesi gibi sesler belirli bir frekans bandı aralığında gerçekleşebilir. Bazı rezonans halindeki sistemler, rastgele gelen etkileşimlere dahi cevap verirler. Bu sebeple, herhangi bir spektrum'da ses problemleri varmış gibi gözükürken, genlikleri oldukça değişkenlik gösterebilir.

Tonal sesler sıklıkla bir harmoniye sahiptirler. Michael Schumacher'ın Ferrari'sinin 16680 rpm'deki ses spektrum'u görülebilir.(Bkz. Şekil 2.1.) x eksenini motor hızını gösterirken y eksenini logaritmik skaladır ve kalibre edilmemiştir.



Şekil 2.1: Michael Schumacher'ın Ferrari'sinin 16680 rpm'deki ses spektrumu

2.3. Enstrümantasyon

NVH ölçümü için gerekli enstrümanlar, mikrofonlar, ivmeölçerler, kuvvet ölçüm aletleri, takometre ve veri analizörü'dür. Bir çok NVH gereçlerinde belirli sinyaller Analag-Dijital çeviriciler vasıtasıyla doğrudan harddisk'e kayıt edilirler. Sinyal zincirinin bütünselliği çok önemlidir. NVH ölçümlerinde kullanılan tüm gereçler en az yılda bir kez ya da önceden belirlenen sıklıklarda tam olarak kalibre edilmelidir. Her kullanımdan önce de tekrar sıfırlama yapılmalıdır[4].

2.4. Araştırmacı Teknikler

NVH tanımlaması için kullanılan teknikler parça yedeklemesi, modal analizi, maskeleme yöntemleri, akustik şiddeti ölçümü, transfer yolu analizi gibi yöntemleri ihtiva etmektedir. NVH işinin bir çoğu frekans etki alanında, alan sinyallerini frekansa dönüştürmek için Fourier Dönüşümlerini kullanarak yapılmaktadır. Dalga analizi, istatiksels enerji analizi ve modifiye edilmiş sinyallerin subjektif değerslendirmesi sıkça kullanılan metotlardır.

2.5. Bilgisayar Modellemesi

NVH, test tetmek için seri üretimdeki aracı birebir temsil eden bir prototipe ihtiyaç duymaktadır. Bu prototipler tasarımın en başından beri elde olmalıdır. Çünkü, bazı çözümler sıklıkla deneysel modifikasyonların yapılmasını beraberinde getirmekte ve erken tespit edildiği durumlarda ise ucuz çözümler için zemin hazırladığından mühendislik değışimlerinin hızlıca yapılmasına imkan vermektedir. İlk yapılan prototipler oldukça pahalı olduğundan ve modifikasyonlar da maliyeti arttırabileceğinden son zamanlarda NVH analizi için bilgisayar uygulamalarından yararlanılmaya karşı bir eğilim oluşmuştur. Bazı durumlarda bilgisayar çözümleri işe yaramaktadır. Bu durumda doğrulama yapılmasına gerek olabilir.

2.6. Özel Çözümler

NVH iyileştirme için 3 prensipten söz edilebilir;

- Kaynağın gücü azaltılabilir. Örneğin egzost susturucu kullanarak daha az ses çıkartıracak hale getirilebilir ya da balanssız dönen bir mekanizmanın balansı iyileştirerek ürettiği NVH azaltılabilir.
- Ses ve titreşim transfer yolu ses için bariyerlerle veya titreşim için de izolatörler ile bozulabilir.
- Ses veya titreşim enerjisi absorbe edilebilir. Örneğin; sünger ses sönümleyiciler ya da frekans ayarlı titreşim sönümleyiciler gibi.

Belirli bir NVH probleminin çözümlü için hangisinin seçileceğinin kararı NVH mühendisinin karşılaağı başlıca sıkıntılardan biridir.

NVH iyileştirmelerinde kullanılan özel metotlar, frekansı ayarlanmış kütle sönümleyicileri, balanslama, yapının kütesinin ya da elastiklik sabitinin değiştirilmesi, emiş ve egzost supaplarının yeniden ayarlanması, elastomer izolatörlerin karakterisitığının değiştirilmesi, ees maskeleyici ya da sönümleyici malzemelerin eklenmesi ya da aktif ses kontrol cihazlarının kullanımı olarak sıralanabilir. Ancak bazı durumlarda ise, hiç bunlara gerek kalmadan araç yapısında yapılacak ufak değişiklikler ile hiç maliyet etkisi olmadan hatta maliyet düşümü sağlayarak bile NVH problemleri çözümü kuvvetle muhtemeldir.

Bu tezde, benzer bir metot ile bütünsel araç NVH'ine etkisi olan kardan mili NVH'i üzerine yoğunlaşp iyileştirme için çözüm arayacağız.

Kardan mili NVH'i çok çeşitli kullanım koşullarında aktarma organları sistemi sebebiyle oluşan ses ve titreşimin araç kabini içerisinde müşteriye kadar iletilmesine sebep olan bir NVH tipidir. Kardan mili NVH'inin oluşumunun tespiti esnasında oluşabilecek bir hata müşteri memnuniyetsizliği yaratmakla birlikte çok maliyetli üretim duruşlarına da sebebiyet verebilmektedir.

Tezimizde, son derece robüst Kardan mili NVH hedefi ve dolayısıyla müşteri memnuniyeti için belirlenmiş bir süreci gözden geçireceğiz ve böylece bundan sonraki programlar için ilgili ekiplere hardware tasarımları için yol göstereci olacağız.

NVH, müşteri gözüyle otomotiv endüstrisinde aşağıdaki gibi tanımlamak mümkündür;

- Ses; müşterinin duyduğu her şeydir. 20Hz ile 20000Hz frekansları arasındaki seslerdir ve frekans, zaman, seviye ve kalite ile karakterize edilmektedir.
- Titreşim; Müşterinin hissettiği her şeydir. 0,5Hz ile 50Hz frekansları arasında müşterinin hissettiği hareketlerdir. Frekans, seviye ve doğrultu olarak karakterize edilmektedir.
- Gürültü; ses ve titreşim kombinasyonel etkisidir. Düzensiz, ahenksiz olarak karakterize edilir.

Değerlendirmeler yapılırken pozitif ve negatif tanımlamalardan yararlanır. Örnek olarak otomotivde karşılaşılan müşteri tanımlarını pozitif ve negatif algılama açısından aşağıdaki şekilde listelemek mümkündür;

Negatif algılama;

- Nahoş: yüksek ses(araç içinde duyma zorluğu), gürleme,...
- Rafine olmayan: uğultu, gümbürtü, inleme(silecek motoru),..
- Güven vermeyen: şanzıman dişleri vurması, kapı kapamada titreşim,..
- Sinirlendiren: dişli kutusu inlemesi, rölantideki sallanma, gıcırta, tıkırtı,..
- Beklenmeyen: kardan mili hırlaması, fren vurması, ...

Pozitif Algılama;

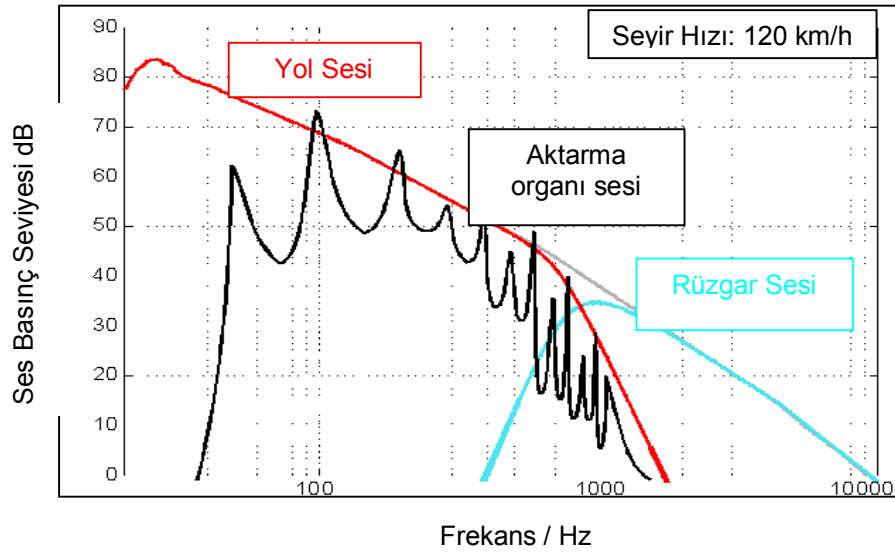
- Kullanım koşullarına bağlı olarak; ivmelenme, RPM, hız
- Çevreye bağlı olarak; yol yüzeyi(kuru, ıslak, buzlu), rüzgarlı
- Fonksiyonel kontroller; alarm sinyalleri, sağa sola dönme sinyal sesi, merkezi kilit sesi,.
- Kişisel / karakter; spor kullanım, güçlü, lüks,..

Pozitif ve negatif algılamalar ve beklenen/beklenmedik sesler tüm aracın “Ses Kalitesi” ve “Titreşim”ini tariflemektedirler[5].

3. SES KALİTESİ VE TİTREŞİM

3.1. Ses Kalitesi

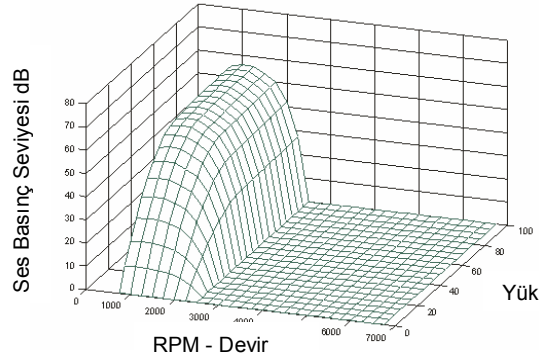
Ses kalitesi, tüm sürüş koşulları için hissedilen ve duyulan, aktarma organları ile beraber çalışmakta olan motor sesi ile birlikte yol sesi ve rüzgar seslerini ihtiva etmektedir. Yasal gereklilikleri karşılamanın yanısıra (ör: dış ses seviyesi), bütün kabin içi ve araç dışı sesler müşteri istekleri ve firma stratejilerine bağlı olarak tasarlanmaktadır. Şekil 3.1. 'de güç aktarma organları, yol ve rüzgar'ın frekansa bağlı olarak oluşturdukları tek tek ve toplam araç ses seviyeleri görülmektedir.



Şekil 3.1: Aktarma organları, yol, rüzgar sesi frekans ve ses seviyesi grafikleri

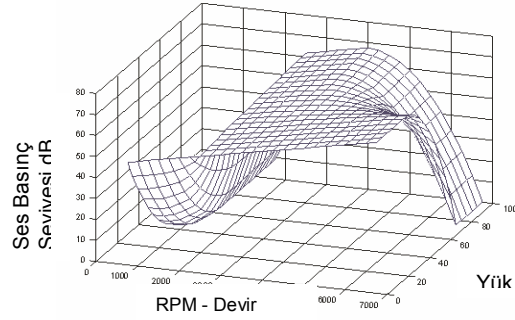
Ses Kalitesi temelde, motor devri ve yüke bağlıdır. Farklı bilgiler akustik olarak tespit edilebilir. Bu sebeple tüm mühendisler tasarımlarında bu stratejiden yararlanmaktadırlar. Dolayısıyla "Memnuniyet veren" ve "hoş" olarak belirlenen hedef pozisyonumuzun ne olduğunu belirtmektedir. PRA(Purr-Refined ve Addictive); yani kedi mırıltısı, refine(yani net ve kesin) ve bağımlılık yapan olarak üçe ayırmak da mümkündür. Bu ayırım, grafik üzerinde aşağıdaki şekillerde görülmektedir.

- Mırıltı: Kolağa hoş gelen, düşük frekanslı, hızlıca tepki veren, azalan olarak tanımlanır ve gücü ihtiva etmektedir.



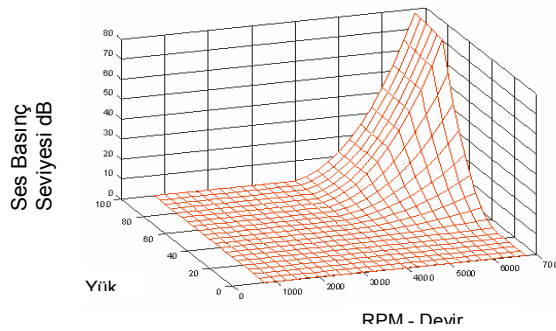
Şekil. 3.2: Mırıltı ses spektrumu

- Rafine: Temiz, düzenli, şeffaf, harmonik ve lineer olarak tanımlanır. Memnuniyeti, konforu temsil etmektedir.



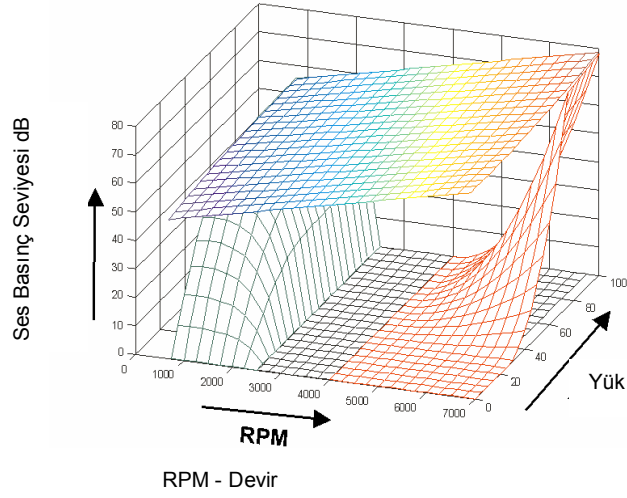
Şekil. 3.3: Rafine ses spektrumu

- Bağımlılık Yapan: Dinamik, çevik, harmonik olmayan, progresif olarak tanımlanır. Dirilik ve atıklığı temsil etmektedir.



Şekil. 3.4: Bağımlılık yapan ses spektrumu

Hepsini bir grafikte toplarsak Şekil 3.5'deki gibi bir grafik elde edilir.



Şekil 3.5: Mırıltı, rafine ve bağımlılık yapan ses spektrumu

Ses seviyesinin toplamda tasarım hedeflerine bağlı olarak Şekil 3.5. de görülen en üstteki düzlemin altında olması gerekmektedir[5].

3.2. Titreşim

Hareket halindeki her makina ekipmanı çalışma durumunu yansıtan bir titreşim karakteristiği gösterir. Bu durum hızdan ya da dönme veya lineer hareketten bağımsız olarak gerçekleşir. Titreşim analizi ise bütün makina ekipmanlarına uygulanabilen bir yöntemdir[6].

Titreşim temelde denge noktası civarında oluşan mekaniksel salınımı ifade etmektedir. Salınımlar, sarkaç hareketi gibi periyodik olabilirken aynı zamanda bozuk yoldaki lastik hareketi gibi rastgele de olabilmektedirler.

Titreşim bazı durumlarda istenmektedir. Diyafron ve hapörör buna örnek olarak verilebilir.

Ancak, özellikle otomotiv endüstrisinde titreşim oluşması pek istenilmez. Çünkü titreşim demek, enerjinin boşa harcanması ve istenmeyen ses ve gürültünün oluşması anlamına gelmektedir. Örneğin, motorun titreşim hareketi, elektrik motorlarındaki titreşim ya da mekanik bir cihazda oluşan titreşimler istenmeyen

titreşim grubuna girmektedir. Bu tip titreşimler, dönen cisimlerin balanssız olmasından, düzensiz sürtünmeden, dişli kutusunda karşılık dişlilerin birbirine çarpmasından vs. gibi sebeplerden oluşmaktadır. Tasarım esnasında bu tür problemlerin doğacağı dikkate alınırsa genellikle istenmeyen titreşimlerin oluşmasını minimize edilebilmektedir.

Ses ve titreşim aslında birbirine oldukça yakın kavramlardır. Ses, basınç dalgaları titreşen yapılardan oluşmakta, basınç dalgaları da yapıların titreşimini oluşturmaktadır. Bu sebeple gürültü seviyesi düşürülmeye çalışılırken, aslında titreşimi düşürmek için de çalıştığımızı unutmamalıyız.

3.2.1. Titreşim tipleri

Temelde ikiye ayrılmaktadır. Serbest Titreşim ve Zorlayıcı Titreşim.

3.2.2. Serbest titreşim

Mekanik sisteme ilk hareket verildikten sonra sistemin serbestçe titreşim yapması demektir. Bu tip titreşime örnek olarak, bebek beşiği verilebilir. Bebek beşiği bir kez çekilip bırakıldıktan sonra beşik kendi kendine salınımına devam eder.

3.2.2.1. Zorlayıcı titreşim

Harmonik kuvvet ya da hareketin mekanik sisteme sürekli olarak uygulanmasıdır. Balanssızlık sebebiyle çamaşır makinesinin yıkama esnasında titreşimi, taşıma esnasında motor, yaylar, yol koşulları sebebiyle oluşan titreşim ya da deprem esnasında binalarda oluşan salınım hareketi bu tip titreşime örnek olarak verilebilir. Zorlayıcı titreşimde titreşim frekansı uygulanan kuvvetin veya hareketin frekansına eşittir, ancak titreşimin büyüklüğü tam anlamıyla mekanik sistemin kendisine bağlıdır [6].

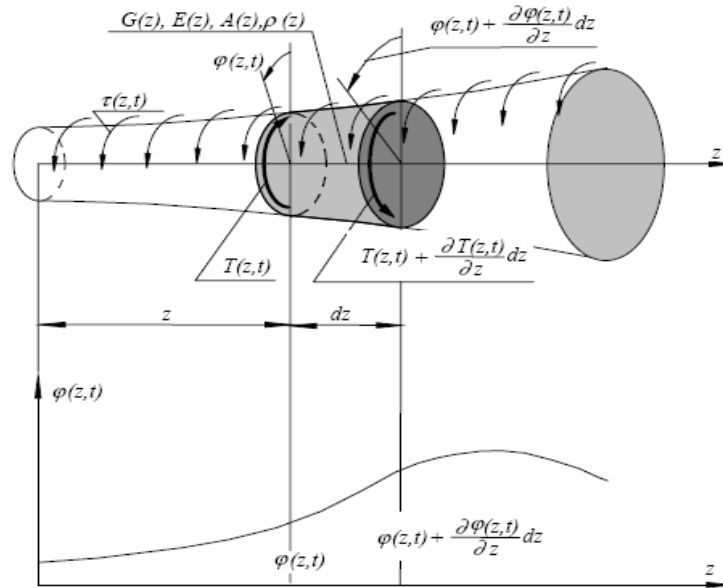
3.3. Sürekli Ortamlar Titreşimi

Tezimizin konusu kardan mili titreşimi ile ilgili olduğundan sürekli ortamlar titreşimini bu konu ile açıklamak daha faydalı olacaktır.

3.3.1. Mil modellemesi

Miller, zorlayıcı kuvvet etkisine maruz kalan elastik elemanlardır. Farzedelim ki; zorlayıcı kuvvet (tork) $\tau(z, t)$, z eksenini boyunca değişken ve zamana bağlı bir fonksiyon olsun (Şekil 3.6.). Milin kesme modülü $G(z)$, yoğunluğu $\rho(z)$, kesit alanı $A(z)$, ikincil moment $J(z)$ olur. $\tau(z, t)$ oluşan moment sebebiyle mil üzerinde burulma titreşimi oluşturur ve z 'deki kesidin de anlık açisal pozisyonu $\varphi(z, t)$ olur. $z + dz$ uzaklığında açisal pozisyon $\frac{\partial \varphi(z, t)}{\partial z} dz$ kadar büyük olur. Milin dz elemanter parçasını ele alırsak; z eksenini etrafındaki eylemsizlik momenti

$$dI = \int_A r^2 dA \rho(z) dz = \rho(z) dz \int_A r^2 dA = J(z) \rho(z) dz \quad (3.1)$$



Şekil 3.6: Mil üzerinde oluşan kuvvetler

Genel Newton kuralına göre aşağıdaki eşitlik yazılabilir;

$$dI \frac{\partial^2 \varphi(z, t)}{\partial t^2} = -T(z, t) + T(z, t) + \frac{\partial T(z, t)}{\partial z} dz + \tau(z, t) dz \quad (3.2)$$

(3.1) bu denklemde yerine koyulursa;

$$J(z) \rho(z) \frac{\partial^2 \varphi(z,t)}{\partial t^2} - \frac{\partial T(z,t)}{\partial z} = \tau(z,t) \quad (3.3)$$

Tork $T(z,t)$ ile $\varphi(z,t)$ arasındaki ilişkiden

$$\frac{\partial \varphi(z,t)}{\partial t} dz = \frac{T(z,t) dz}{G(z)J(z)} \quad (3.4)$$

elde edilir. (3.3) de yerine konulduğunda;

$$J(z) \rho(z) \frac{\partial^2 \varphi(z,t)}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial z} G(z)J(z) \left(\frac{\partial \varphi(z,t)}{\partial z} \right) = \tau(z,t) \quad (3.5)$$

Eğer $J(z)$ ve $G(z)$ sabit olursa, hareket denklemi aşağıdaki hali alır;

$$\frac{\partial^2 \varphi(z,t)}{\partial t^2} - \lambda^2 \frac{\partial^2 \varphi(z,t)}{\partial z^2} = q(z,t) \quad (3.6)$$

Buradan

$$\lambda^2 = \frac{G}{\rho} ; \quad q(z,t) = \frac{\tau(z,t)}{J\rho} \quad (3.7)$$

elde edilir[7].

3.3.2. Sürekli ortamların titreşim analizi

Bir önceki bölümde mil titreşiminin hangi matematik model ile tanımlandığını gördük. Tam çözüm, sistem parametrelerin sabit olduğu kabul edilerek üretilebilir. Bu durumda elde ettiğimiz denklemimiz;

$$\frac{\partial^2 y(z,t)}{\partial t^2} - \lambda^2 \frac{\partial^2 y(z,t)}{\partial z^2} = q(z,t) \quad (3.8)$$

Sabit katsayımız (λ^2) ile iki değişkenimiz(z ve t) lineer kısmi diferansiyel denklem olarak sınıflandırılmaktadır. Genel çözüm, yani iki değişkenli fonksiyon, homojen denklemin genel çözümü ile homojen olmayan denklemin özel çözümünün toplamıdır. Eğer dış moment $q(z,t)= 0$ ise, (3.8)de verilen denklem sistemin 0'dan farklı başlangıç koşulu sebebiyle oluşan serbest titreşimini tanımlamaktadır[7].

3.3.3. Millerin serbest titreşimi

Tekrar hatırlayacak olursak serbest titreşim denklemini

$$\frac{\partial^2 y(z,t)}{\partial t^2} - \lambda^2 \frac{\partial^2 y(z,t)}{\partial z^2} = 0 \quad (3.9)$$

şeklinde idi.

Sınır Koşulları, doğal frekans ve doğal modlar için yukarıdaki özel çözümün 2 fonksiyonlu olduğunu düşünelim. Bunlardan biri z pozisyonunun bir fonksiyonu olur ve diğeri ise t yani zamana bağlı harmonik bir fonksiyon olur.

$$y(z,t) = Y(z) \sin \omega_n t \quad (3.10)$$

(3.10), (3.9) de yerine konursa

$$-\omega_n^2 Y(z) - \lambda^2 Y''(z) = 0 \quad (3.11)$$

Ya da

$$Y''(z) + \beta_n^2 Y(z) = 0 \quad (3.12)$$

Burada, $\beta_n = \frac{\omega_n}{\lambda}$ 'dir. Denklemin genel çözümü ise

$$Y_n(z) = S_n \sin \beta_n z + C_n \cos \beta_n z \quad (3.13)$$

olur. Burada

$$\beta_n = \omega_n \sqrt{\frac{\rho}{G}} \quad (3.14)$$

β_n parametresi için değerler ve sabitler S_n ve C_n , sınır koşullarını sağlamak için seçilmelidir. Bazı sınır koşulları için Tablo 3.1'e bakınız.

Tablo 3.1: Bazı sınır koşulları için mil yer değiştirme miktarı

 <p>Her iki ucu kayar mesnetli mil</p>	$\begin{aligned} z = 0 \quad T = GJY_n'' = 0 \\ z = l \quad T = GJY_n'' = 0 \end{aligned}$
 <p>Bir ucu ankastre diğer ucu kayar mesnetli mil</p>	$\begin{aligned} z = 0 \quad Y_n = 0 \\ z = l \quad T = GJY_n'' = 0 \end{aligned}$
 <p>Her iki ucu ankastre mil</p>	$\begin{aligned} z = 0 \quad Y_n = 0 \\ z = l \quad Y_n = 0 \end{aligned}$

Doğal frekansların ve doğal modların belirlenmesinin yolunu belirlemek için, milin her iki ucunda ankastre olduğunu farzedelim (Tablo 3.1'deki en son satır). Bu durumdaki sınır koşulları;

$$Z = 0 \quad \text{için} \quad Y_n = 0 \quad (3.15)$$

$$Z = l \quad \text{için} \quad Y_n = 0$$

olur. Sınır koşulları formülde yerine konursa S_n ve C_n sabitelerine göre

$$0 = 0 \cdot S_n + 1 \cdot C_n$$

$$0 = (\sin \beta_n l) S_n + (\cos \beta_n l) C_n \quad (3.16)$$

bulunur. Formülleri matris formda yazarsak;

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 \\ \sin \beta_n l & \cos \beta_n l \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_n \\ C_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

Karakteristik determinanı ancak sıfır olursa yukarıdaki matris sonucu sıfır olacaktır.

$$\begin{vmatrix} 0 & 1 \\ \sin \beta_n l & \cos \beta_n l \end{vmatrix} = 0 \quad (3.18)$$

Bu özel durum için;

$$\sin \beta_n l = 0 \quad (3.19)$$

dır. Bu denklem karakteristik denklemi olarak adlandırılır ve sonsuz adette çözümü vardır. β_n ve l her zaman pozitif olduğundan yukarıdaki denklemin pozitif kökleri sadece fiziksel bir anlama sahip olacaktır.

$$\beta_1 = \frac{\pi}{l}, \beta_2 = \frac{2\pi}{l}, \dots, \beta_n = \frac{n\pi}{l} \quad n=1,2,\dots, \infty \quad (3.20)$$

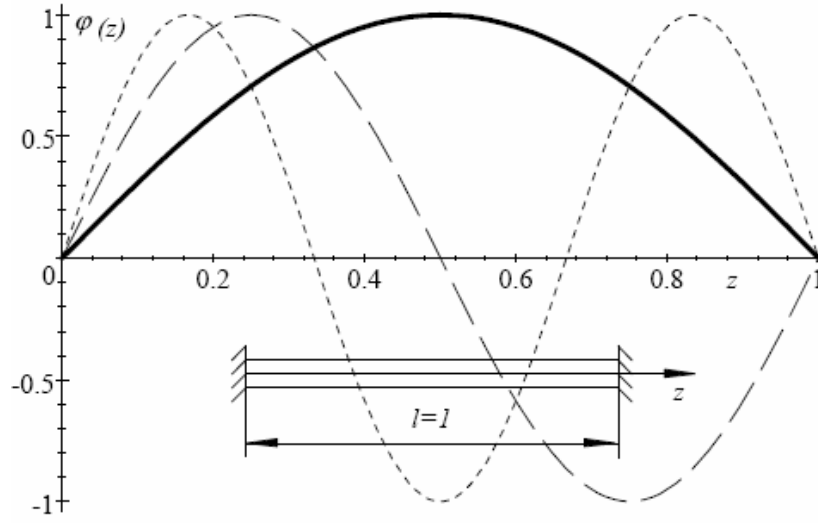
(3.20) denklemleri kullanılarak doğal frekans hesaplanabilir.

$$\beta_n = \omega_n \sqrt{\frac{\rho}{G}}; \omega_n = \beta_n \sqrt{\frac{G}{\rho}} = \frac{n\pi}{l} \sqrt{\frac{G}{\rho}}, \quad n=1,2,\dots, \infty \quad (3.21)$$

Her bir doğal frekans için (3.16) denklemleri lineer olarak birbirine bağlıdır ve sabitlerden biri gelişigüzel seçilebilmektedir. S_n seçilir ve $S_n=1$ olursa (3.15) denkleminin birinci denklemine göre, $C_n=0$ olmalıdır. Bu durumda (3.13)'e göre bulunan çözüm ifadesi

$$Y_n(z) = \sin \beta_n z = \sin \frac{n\pi}{l} z \quad n=1,2,\dots, \infty \quad (3.22)$$

olur. $Y_n(z)$ fonksiyonu ise “doğal modlar” olarak tanımlanırlar ve bağlı kökleri ω_n “doğal frekanslar” olarak ifade edilirler. Yukarıdaki analiz aslında sürekli sistemlerin sonsuz adet mod ve doğal frekans ortaya koyabileceklerini göstermektedir. Bunlardan birinci moda “birincil mod” ve ilgili frekansa da “birincil doğal frekans” adı verilmektedir. Millerin serbest titreşimlerinde, doğal modlar mil kesitinin $\varphi(z)$ açılal pozisyonunu belirlemektedir. Bunlardan bazıları şekil 3.7 de görülmektedir[7].



Şekil 3.7: Uçları ankastre mil kesidinin $\varphi(z)$ açısal pozisyonu için doğal modlar

3.4. Titreşim Testi

Titreşim testi genellikle mekanik sistemin salınım verecek cihazlarla zorlayıcı kuvvet momenti verilmesi ile yapılabilir. Genelde, yapı üzerinde bir veya daha fazla nokta önceden belirlenmiş titreşim seviyesinde kontrol edilir. Gerçekleştirilbilecek iki titreşim testi "Rastgele" veya "Sine" yöntemleridir. Sine yöntemi; testi yapılan parçanın yapısal cevabını analiz etmek için rasgele test ise genelde gerçekte dünyada gerçekleşen olayları simüle etmek için kullanılmaktadır.

3.5. Titreşim Analizi

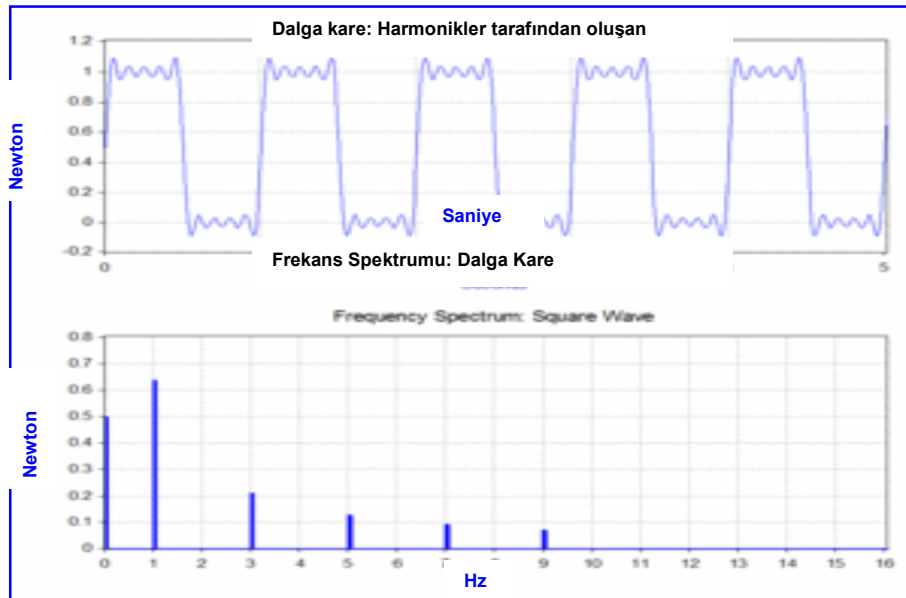
Titreşim analizinin temel yapısı aslında basit kütle-yay-damper modelini çalışarak anlaşılabilir. Gerçekten de, son derece karmaşık sistemler otomobil gövdesi gibi, basit kütle-yay-damper modeline indirgenerek çözülebilir. Kütle-yay-damper modeli harmonik salınımın bir örneğidir ve bu sebeple davranışını tanımlamak için kullanılan matematik diğer basit harmonik salınımlar için de aynı olarak kabul edilmelidir.

Aslında titreşim analizi iki güçlü matematik yöntem ile yapılabilir. Fourier Analizi; sinyali zamanın bir fonksiyonu olarak alan ve onu frekansın bir fonksiyonu olarak harmonik alt parçalara bölen Fourier Analizidir. Örneğin; yükü kütle-yay-damper modeline uyguladığımızı ve bu modele 1N'luk kuvvetin 0,5 sn uyguladığını

ve sonra kuvvet uygulamadan 0,5sn. geçtiğini ve bu çevrimin tekrarlı olduğunu düşünelim. Bu tip bir kuvvet 1Hz'lik kare dalga şekline sahiptir.

Kare dalganın fourier dönüşümü kare dalgayı oluşturan harmoniklerinin genliklerini gösteren bir frekans spektrumu oluşturur (aynı zamanda faz farkı da oluşur ancak genellikle bunla daha az ilgilenilir ve bu yüzden sıklıkla da çizilmez). Fourier dönüşümü aynı zamanda geçici (örneğin: darbeler) veya karışık fonksiyonlar gibi harmonik olmayan fonksiyonların incelenmesinde de kullanılabilir. Modern bilgisayarların avantajlarını kullandığımız günümüzde Fourier dönüşümü daima Hızlı Fourier Dönüşümü(FFT) denen, bir pencere fonksiyonunun kombinasyonu olan bir algoritma kullanılarak bilgisayar ile uygulanır.

Kare dalga kuvvet durumuna döndüğümüzde, $t=0$ anında 0.5 N'luk sabit bir kuvvet söz konusudur ve frekans spektrumunda "0"nci Hz'deki kuvveti temsil eder. Sonra kayıt edilen titreşim 1 Hz'lik ve 0.64N genliğinde bir sinüs dalgasıdır. Bu 1 Hz'de 0,64N değerinde çizgiyle gösterilmiştir. Takip eden titreşimler gelişigüzel frekanslardadır ve sürekli kare dalgalar üretmek için sonsuz sayıda sinüs dalgası içerir. Böylece Fourier dönüşümü bize titreşimi daha kompleks kuvvetler(örneğin kare dalga) yerine uygulanan sinüzoidal kuvvetlerin bir toplamı olarak görmemizi sağlar.



Şekil 3.8: 1 Hz'lik kare dalganın harmonik sinüs fonksiyonlarının toplamı olarak gösterilmesi ve bunun spektrumu

Fourier dönüşümü genellikle çoklu harmonik kuvvetlerde uygulanır. İkinci matematik aracımız ise Süperpozisyon prensibidir. Bu prensip, eğer sistem lineerse, kuvvetlerin çözümlerinin toplanmasına izin verir. Kütle-yay-sönüm modelinde eğer yay kuvveti deplasmanla ve sönümle ilgilenilen hareket menziline, hızla orantılıysa sistem lineerdir. Böylece, kare dalgalı problemin çözümü kare dalganın frekans spektrumunda bulunan harmonik fonksiyonlarındaki her bir titreşimin toplanmasıdır.

Tüm bu analiz yöntemleri aslında aktarma organları parçalarının ve sistemlerinin tasarımı için otomobil, hafif, orta ve ağır ticari araç sınıflarında birbirine rakip pozisyonda olan firmalar için anahtar rol oynamaktadır. Evrensel ekonomik ve çevresel faktörler mühendisleri, daha ucuz üretim ve maliyeti daha düşük tasarım olanaklarına imkan veren çözümlere yöneltmiş ancak bunu yaparken de ürün kalitesinin ve güvenilirliğinin artırılması, performansın yükseltilmesi, yakıt ekonomisinde iyileşme, çevreyi daha az kirleten, daha uzun ömürlü ve daha sessiz aktarma organları tasarımlarına yönlendirmiştir.

Günümüzdeki güç aktarma organları tasarımları şekil, düzlemsellik, yüzey pürüzlülüğü, iç boşluklar, yüzeylerdeki kabul edilen hata limitleri ve diğer sistem parça ve komplelerinin boyutsal karakteristiklerinde daha gelişmiş özelliklere sahiptirler. Gelişmiş malzemeler ve malzeme form verme yöntemlerine ek olarak, bu gereklilikler de gelişmiş ölçüm teknolojilerin oluşmasına ve aktarma organlarının tasarım sürecinin her safhasında kontrol edilmesine imkan vermiştir.

Bu tezde arkadan itişli araçlarda aktarma organlarının NVH'e etkisi konu edilecektir.

3.6. Titreşim Kaynakları

Hareket eden parçaları olan tüm makineler normal çalışma koşullarında dinamik kuvvet üretirler. Makinanın mekaniksel davranışı aşınma, çalışma koşullarındaki değişiklikler, yük değişimleri gibi sebeplerle değişebilmektedir. Makinanın dinamiği ve kuvvetlerin nasıl titreşim yarattıklarını anlamak aslında titreşim kaynaklarını anlayabilmek için gerekli en önemli anahtardır.

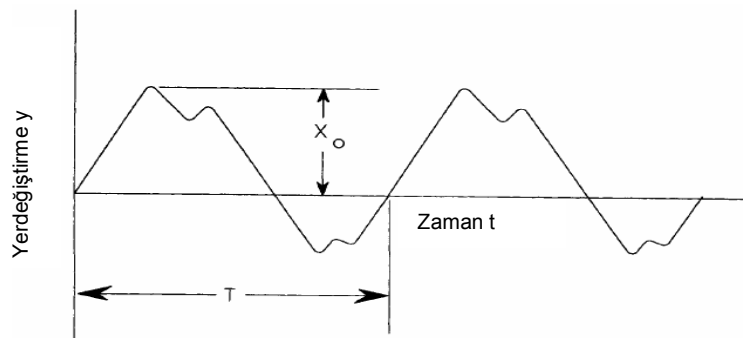
Titreşim nedensiz oluşmaz. Fiziksel bir sebep vardır. Titreşim karakteristiğinin her bir elemanı kendine ait kuvvet fonksiyonuna sahiptir. Titreşim yaratan elemanlar aslında FFT veya Frekans'a bağlı alınan grafiklerde aralıklı olarak görülen yükselmeler olarak tespit edilmektedir.

Hareketten doğan titreşim, kuvvet balanssızlığının bir sonucudur. Tanım olarak balans, makinanın üzerinde etkin olan tüm kuvvetlerin dengede olduğu durumu temsil etmektedir. Gerçek uygulamalarda ise her zaman belirli bir balanssızlık söz konusu olmaktadır. En sık rastlanan titreşim kaynakları dönen makinaların ya da ileri geri hareket halindeki makinaların oluşturduklarıdır.

3.7. Titreşim Teorisi

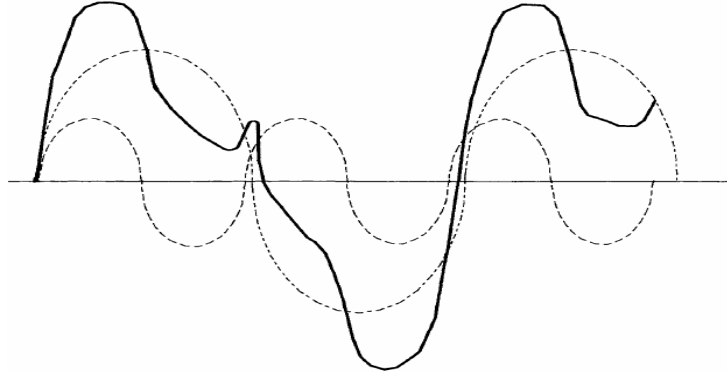
Matematik teknikleri titreşimin oluşturduğu yer değiştirmeleri hesaplamamıza yardımcı olurken, yer değiştirmeleri hız veya hızlanmayı dönüştürerek FFT dönüşümü yardımıyla da anlamımızı sağlamaktadırlar. Bu sayede titreşim fazları ve genlikleri de belirlenebilmektedir. Bu tür hesaplamalar, makinadaki normal dışı titreşimin izole edilmesi veya ortadan kaldırılması için gereklidir.

Titreşim, periyodik bir harekettir ya da "Periot" adı verilen belirli zaman aralıklarında kendini tekrarlayan bir harekettir. Şekil 3.9'da buhar türbin kaidesinin zamana karşı periyodik hareketini göstermektedir. Yer değiştirme y ekseninde gösterilirken zaman da x ekseninde ifade edilmektedir.



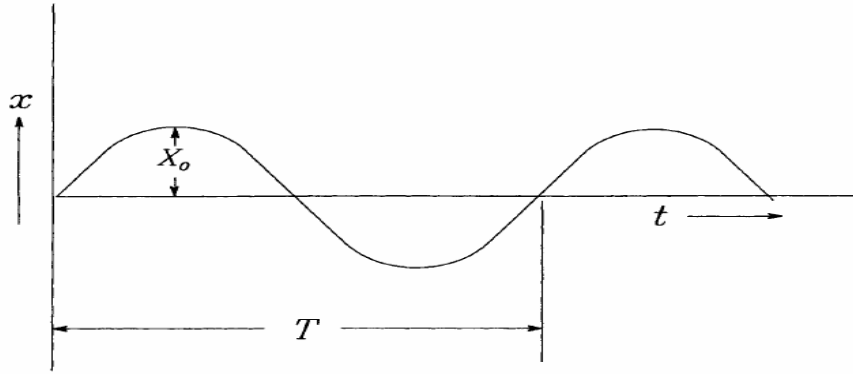
Şekil 3.9: Buhar türbininin Rulman pedestalına ait periyodik hareketi

Şekil 3.10'da görülen eğri de türbinin rulman destek yapısı ve dönen elemanlar tarafından üretilen tüm titreşimlerin toplamını göstermektedir.



Şekil 3.10: Zamana bağlı harmonik ve harmonik olmayan titreşim eğrileri

Şekil 3.11'de görülen periyodik hareket veya titreşim, "Harmonik hareket" olarak adlandırılır. Harmonik hareketler, dönen bir eleman veya makine parçasının bir tam çevrimi tamamladığı her seferde tekrar eder.



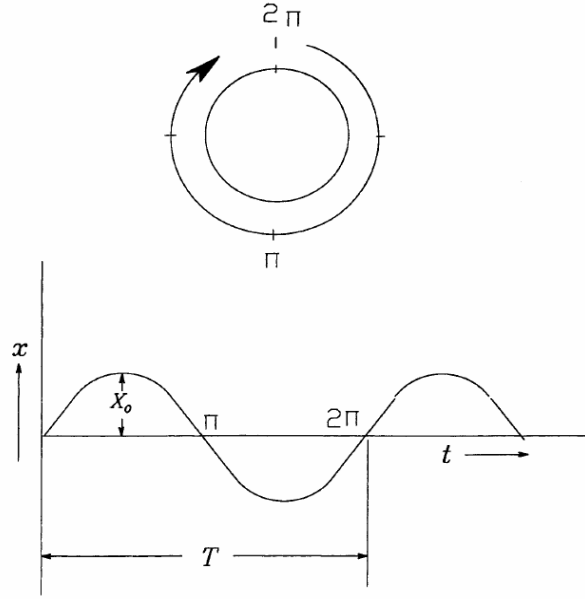
Şekil 3.11: Basit sarkacın küçük salımlı harmonik fonksiyonu

Yer değişimi ile harmonik harekette zaman arasındaki ilişki

$$X = X_0 \sin(\omega t) \quad (3.23)$$

ile ifade edilir.

Yer değiştirmenin en büyük değeri X_0 'dır ve genlik olarak adlandırılır. Periyot "T" ise saniye cinsinden ölçülür ve karşılığı titreşim frekansı "f (Hertz)" dir.



Şekil 3.12: Titreşim çevrimleri

$$f = \frac{1}{T} \quad (3.24)$$

olarak ifade edilir. Frekansın diğer bir ölçüsü ise dairesel frekans'tır. " ω " ile gösterilmektedir. Yukarıda görülen Şekil 3.12'den anlaşılacağı üzere titreşimin bir tam çevrimi (ωt), her bir 360 derece ya da 2π radyan'da oluşmaktadır. Bu noktada, fonksiyon yeni bir çevrime başlamaktadır.

$$\omega = 2\pi f \quad (3.25)$$

Dönen bir makina için, frekans sıklıkla VPM (bir dakikada titreşim sayısı) olarak ifade edilir ve

$$VPM = \frac{\omega}{\pi} \quad (3.26)$$

dir.

Tanımlamada hız, zamana bağlı yerdeğişimin birinci türevidir. Harmonik bir hareket için yer değiştirme;

$$X = X_0 \sin(\omega t) \quad (3.27)$$

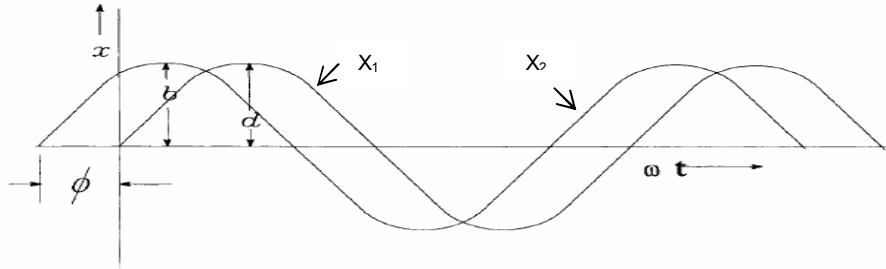
ile ifade edilir. Birinci türevi ise hız için aşağıdaki denklemleri vermektedir.

$$V = dX / dt = \omega X_o \cos(\omega t) \quad (3.28)$$

Bu ilişki, eğer yer değiştirme harmonik ise hızın da aynı şekilde yine harmonik olacağını göstermektedir. En büyük değer ya da genlik ise ωX_o olarak ifade edilir. Bu tanımlamada ivme, yer değiştirmenin zamana göre ikinci türevidir (ya da hızın birinci türevidir).

$$A = d^2 X / dt^2 = -\omega^2 X_o \sin(\omega t) \quad (3.29)$$

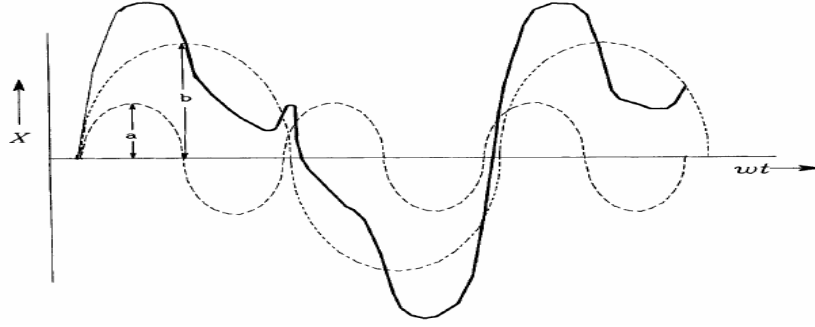
Bu fonksiyon ise $\omega^2 X_o$ genlikli harmoniktir. $X_1 = a \sin(\omega t)$ ve $X_2 = b \sin(\omega t + \phi)$ Şekil 3.13 de görülen iki harmonik hareketin birbirine göre x ekseninde ωt eksenine göre değiştiğini düşünelim. X_2 deki ϕ miktarı, iki titreşim arasındaki faz farkını ve faz açısı olarak bilinmektedir.



Şekil 3.13: Faz açısıyla oluşan iki harmonik hareket

ϕ sebebiyle, iki titreşim de kendilerinin en yüksek yer değişim değerine aynı anda ulaşmamaktadır. Biri diğerini ϕ/ω saniye kadar arkasındadır. Ancak bu iki titreşimde aynı ω frekansına sahip olduğunu unutmamak gerekir. Faz açısı ise frekansları aynı olan iki farklı hareket için bir anlam ifade etmektedir.

Harmonik olmayan hareket, bir çok makina da ise titreşimin sayısız kaynağı mevcuttur ve bu sebeple zamana bağlı olarak oluşan titreşimler Şekil 3.14 'de görülen kesiksiz çizgi ile gösterildiği gibi genellikle harmonik değildirler. Bütün harmonik hareketler perodik iken, her perodik hareket harmonik olmayabilir. Şekil 3.14'de birbirinden farklı frekansa sahip iki sinüs dalgasının üstüste durumu görülmektedir.



Şekil 3.14: Harmonik olmayan periyodik hareket

Kesikli çizgiler ise harmonik hareketleri temsil etmektedir. Bu hareketler aşağıdaki denklemler ile ifade edilebilir;

$$X_1 = a \sin(\omega_1 t) \quad (3.30)$$

$$X_2 = b \sin(\omega_2 t) \quad (3.31)$$

Kesiksiz çizgi ile temsil edilen Toplam titreşim kesikli çizgilerin toplamıdır. Bu durumda aşağıdaki denklem ise toplam titreşimi ifade edilir.

$$X = X_1 + X_2 = a \sin(\omega_1 t) + b \sin(\omega_2 t) \quad (3.32)$$

Periyodik fonksiyon ise; ω , 2ω , 3ω , vb. Frekanslarına sahip sinüz fonksiyonları olarak temsil edilmektedir ve

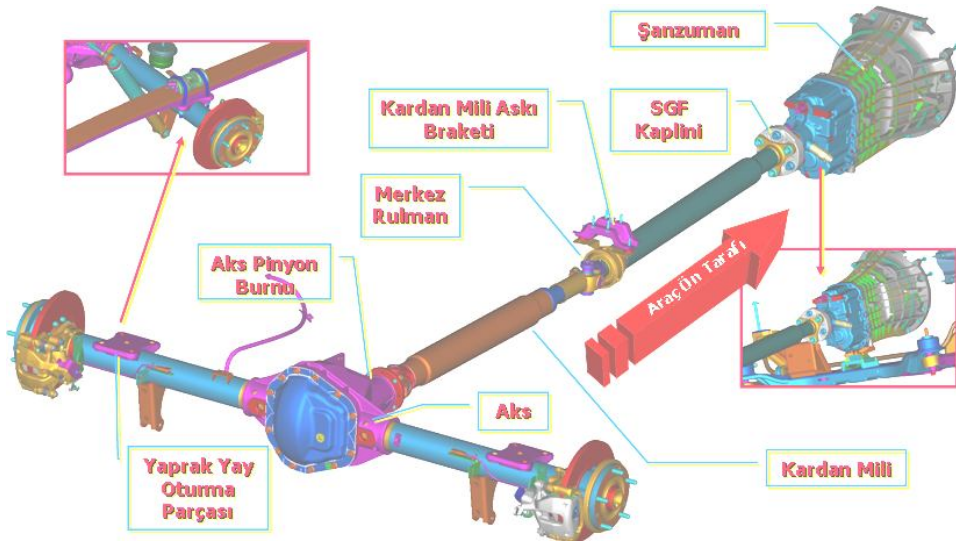
$$f(t) = A_0 + A_1 \sin(\omega t + \Phi_1) + A_2 \sin(2\omega t + \Phi_2) + A_3 \sin(\omega t + \Phi_3) + \dots \quad (3.33)$$

ile ifade edilir. Bu denklem ayrıca Fourier serisi olarak bilinmektedir ve zamanın bir fonksiyonudur. $f(t)$ ile gösterilir. $f(t)$ fonksiyonun değeri bilindiğinde değişik titreşimlerin genlikleri ($A_1, A_2, vb.$)'nin ve faz açıları ($\phi_1, \phi_2, \phi_3, vb.$)'nin matematiksel olarak tespit etmek mümkündür. Bu verilerin titreşim analizörü ve ivmeölçerler yardımıyla elde edilebilmesi mümkündür. $2\omega, 3\omega, vb.$ terimleri ise primer frekans olan ω frekansının harmonikleri olarak tanımlanır [8].

4. ARKADAN İTİŞLİ ARAÇLARDA NVH YARATAN PARÇALAR

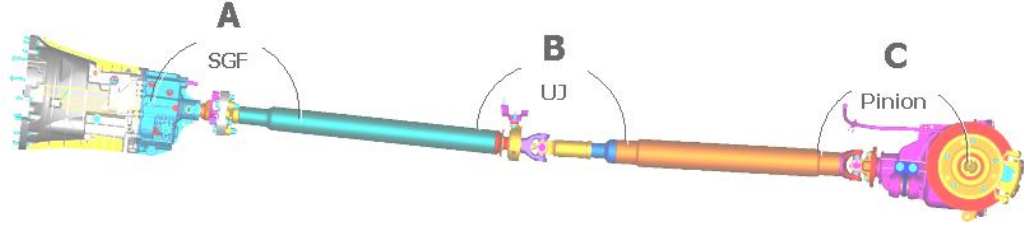
Arkadan itişli araçlarda bulunan belli başlı parçalar aşağıda listelenmiştir.

- Şanzıman
- SGF kaplini
- Kardan mili
- Merkez rulman
- Kardan mili askı yatağı
- Diferansiyel pinyon burnu
- Dingil
- Diferansiyel
- Makas yatağı



Şekil 4.1a: Aktarma organları 3 boyutlu görünüşü

Kardan milinin araç şasisine monte edilmesinden sonra oluşan kritik açılar da Şekil 4.1b'de gösterilmektedir.



Şekil 4.1b: Kardan mili yandan görünüş

Şimdi ise aktarma organlarının en önemli parçalarını tanıyalım.

4.1. Diferansiyel (Aks)

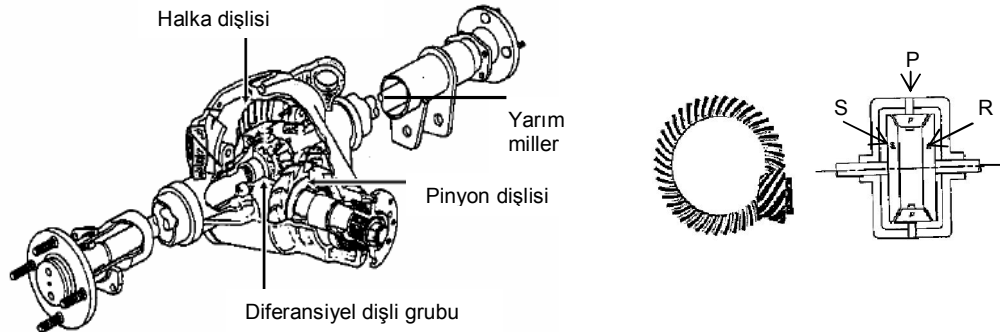
Akslar tekerlekli araçlarda entegre yapıya sahip parçalardır. Aksın görevi tekerleklerin birbirlerine ya da araç gövdesine göre pozisyonunun sabit olmasını sağlarlar. Bir çok araç için tekerlekler aracın yerle temasını sağlayan yegane parça olduğundan, aksların kendi başlarına tüm yükü, ivmelenmeyi ve frenleme kuvvetlerini karşılaması beklenir.

Motor tarafından tahrik edilen akslara “canlı aks” denir. Modern önden çekişli araçlarda şanzıman ve ön aks kombine haldedir. 1. Bölümde bahsi geçtiği gibi tahrik milleri diferansiyel ve üniversal mafsallar ile iki mile bölünmüş olup her bir mil is CV(Constant Velocity-Sabit Hız) mafsal ile tekerleklere bağlanmaktadır. Bu da her bir tekerleğin düşey yönde serbestçe hareketine imkan sağlamakla birlikte dönüşlerde bir pivot etrafında dönmesine de izin vermektedir.

Arkadan itişli araçlarda ise, motor kardan milini döndürmekte o da döngüsel kuvveti diferansiyele taşımaktadır. Diferansiyel aynı zamanda canlı dingil olarak da adlandırılmakla birlikte aynı zamanda;

- Diferansiyel kutusunun katı gövde modları ile birlikte tork yollarının da torsiyonel modlarını da temsil etmektedir.
- Kardan mili de katı gövde gibi modellenmekte ve 3 doğrultulu burç ile alt gövdeye monte edilmektedir.
- Halka ve pinyon dişli seti son dişli oranını belirlemektedir.
- Diferansiyel dişli seti, tahrik milleri ile yarım miller arasındaki güç paylaşımını modellemektedir.
- Aks sistem parçaları, dişli kutusu, aks bağlatıları, pinyon diferansiyel kapağı, sol ve sağ diferansiyel millerinden oluşmaktadır.

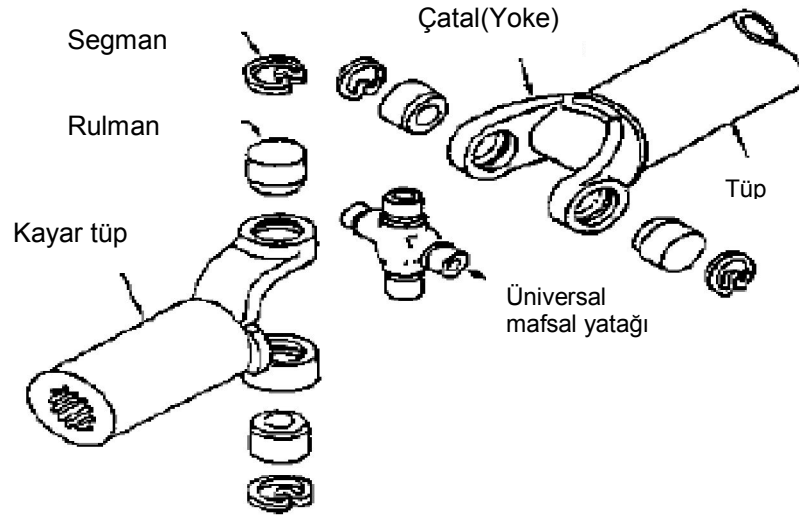
- Arkadan itişli bir araçta diferansiyel, son dişli oranı ile tork artışı, u ve v eksenlerinde oluşan tork dönüşümü ve bir milden gelip diferansiyel şaftlarından ikiye ayrılan tork olmak üzere 3 taraflı torsiyonel dinamik bir etki altındadır.
- Tork iletimi halka ve pinyon dişlileri ile sağlanmaktadır. Pinyon, kardan miline bağlı üniversal mafsal ya da flekskaplin ile bağlanmaktadır.
- Halka dişlisi ve diferansiyel kutusu aynı katı parçadır. Halka dişlisi diferansiyel kapağının dışına doğrudan bağlıdır.
- Şekil 3.8'de S,R ve P dişlilerine dikkat edelim. P dişlisi pinyon dişlisidir. S ve R dişlileri ise sol ve sağ aks millerine bağlanmıştır ve diferansiyel çıkışını temsil etmektedir.
- Diferansiyel dişlileri araç ileriye doğru hareket ederken, P dişlisi dönme hareketini S ve R çevresinde dönerek S ve R dişlilerine iletir. S ve R de böylece diferansiyel'in yaptığı gibi aynı dönme hareketini yapmaktadır.
- Şimdi ise diferansiyelin dönmeden sabit kaldığını düşünelim. Eğer P dişlisi yukarıda bahsi geçen yönün tersine hareket edecek şekilde ters yönde dönerse, S ve R dişlileri de aynı oranda ancak ters yönde dönerler. Bu da S ve R'nin ortalama dönme hareketinin diferansiyel hareketini oluşturacağı anlamına gelmektedir.
- Bu etki her bir eksenin farklı bir hızda dönmesine imkan vermektedir. Bu ise araç dönüşünde olması gereken özelliklerden biridir. Bu etkiye örnek olarak bir tekerleğin buz üzerinde diğerinin ise yoldayken verilen tork esnasında her iki tekerleğin de farklı dönmesi ile açıklanabilmektedir. Sonuç olarak, buz üzerindeki tekerlek yol üzerindeki çok daha hızlı dönecektir, ancak kardan mili ortalama bir hızda ve tork değerinde dönecektir.



Şekil 4.2: P,R,S dişlileri ve diferansiyel dişli grubu

4.2. Üniversal Mafsal

U-mafsal, Kardan Mafsalı olarak da adlandırılan üniversal mafsal, rijit bir çubuk üzerinde bir mafsaldır ve çubuğun her doğrultuda dönmesine imkan vermek üzere tasarlanmıştır. Çoğunlukla dönme hareketini ileten millerde kullanımı tercih edilmektedir. İççe geçmiş birbirine göre 90 derece açıyla konumlandırılmış bir çift mafsalıdan ibarettir (Bkz. Şekil 4.3).



Şekil 4.3: Üniversal mafsal alt parçaları

Üniversal Mafsallar;

- Sabit hıza sahip değildirler. Mafsalın bir tarafı dönerken diğeri ise dönüş hızının 2.ci harmonik frekansında salınım hareketi yapmaktadır.
- CV Mafsallarına benzer şekilde tasarlanmaktadır.
- Üniversal mafsallar her zaman çift olarak kullanılırlar. Mesela bir tanesi kardan milinin önünde diğeri ise bitiminde ve birbirlerine 90 derece açı yapacak şekilde yerleştirilir ki 2.ci harmonikteki etki ortadan kaldırabilsin. Sonuç olarak, sisteme verilen tork ve alınan tork lineer olacaktır. Ancak salınım hareketi sebebiyle kardan mili üzerinde oluşabilecek 2.ci harmonik etkisi göz ardı edilmemelidir.
- Üniversal mafsallar montaj ve kullanımda merkez rulmanın çalışmasına imkan verecek şekilde belirli bir açı yapacak şekilde tasarlanmaktadır. Zira bu yapılmaz ise rulman aşırı yüke maruz kalır ve bozulabilir.

- U-mafsalların her iki tarafındaki dönüşler eşit değildir. Bu fark ise 2.ci harmonik diye tabir edilen ve balanssızlık sebebiyle ortaya çıkan durumu temsil etmektedir.

4.3. Kardan Milleri

Kardan mili ve tahrik mili olarak adlandırılan miller motordan üretilen gücü alıp işin uygulanacağı noktaya ileten mekanik parçalardır. Motorların çoğu gücü, tork değeri olarak dönme hareketi ile üretmektedirler. Bu güç motorlarda, pistonların lineer hareketi ile ortaya çıkarılmaktadır.

Kardan milleri aslında torku ileten parçalardır. Miller, burulma ve kesme kuvvetlerine maruz kalmaktadır. Bu sebeple mil ağırlığına bağlı olarak eylemsizlik momenti oluşturmadan söz konusu gerilmelere karşı dayanıklı olmalıdırlar.

Bir çok araç günümüzde rijit kardan millerini gücü şanzımandan alıp tekerleklerle iletmek için kullanmaktadır. Bir çift, yani iki parçadan oluşan kardan mili çoğunlukla kullanılan versiyondur.

Motoru önde olan ancak arkadan itişli araçlarda ise, ki bu tipte araç bizim tez konumuzdaki aracın aynısıdır, neredeyse araç boyuna yakın uzunlukta daha uzun millere ihtiyaç duyulmaktadır. Buna Tork tüpü hareket iletim sistemi denir.

Tork tüpü hareket iletim sisteminde, şaft bir boru içerisine alınmıştır. Borunun bir tarafı arka köprüye sabit olarak diğer tarafı ise vites kutusuna bir küresel mafsalla oynak olarak bağlanmıştır. Şaftın da yalnız vites kutusu tarafında , küresel mafsalin içerisinde bir üniversal mafsal vardır. Şaft diğer tarafından diferansiyel pinyon dişli miline sabit olarak takılmıştır. Tork tüpü sisteminin arka süspansiyon tertibatında ya helezon yay kullanılmıştır veya yaprak yaylar kullanılmış ise ; yayların her iki ucu da küpeler aracılığıyla şasiye bağlanmıştır.

Tork tüpü sisteminde arka köprü momenti şaftın üzerindeki boru tarafından absorbe edilir. Bu nedenle boruya tork tüpü sisteme de tork tüpü sistemi denilmiştir. Tork tüpünün boyu sabit olduğundan taşıt hareket halinde iken arka köprü ile şasi arasındaki uzaklık değiştiği halde köprü ile vites kutusu arasındaki uzaklık değişmez

Arka köprünün şasiye göre hareketi yaprak yayın iki tarafındaki küpeler aracılığıyla bağlanmış olması veya helezon yayın elastikiyeti ile mümkün olur. Bu nedenle arka köprü üzerinde meydana gelen itme kuvvetinin şasiye iletimi yaylar aracılığıyla olmayıp arka köprüye sabit olarak bağlanan tork tüpüyle olur. Tork tüpü bağlı bulunduğu vites kutusunu iter ve vites kutusu da motora sabit olarak bağlı olduğundan itme kuvveti motor ve vites kutusunun şasiye bağlantı noktalarında şasiye iletilmiş olur.

Bu tip hareket iletim sisteminde arka tekerleklerin ön tekerlekleri takibinin bozulmaması için arka köprüyü şasiye bağlayan bir çubuk bulunmaktadır.

Şaftın uzun olduğu bazı taşıtlarda kritik hızın artırılması için şaft ortaya yakın bir yerinden tork tüpünün içine yataklandırılmıştır. Bazı taşıtlarda ise iki parçalı tork tüpü kullanıp şaftı şasiye yaklaştırmak için ikisi arasında bir açı meydana getirilmiştir. Bu tip bir uygulamada şaftın da iki parçalı olması gerekeceğinden hem vites kutusu tarafında hem de eğimin bulunduğu yerde olmak üzere iki üniversal mafsal ve gene eğimin bulunduğu yerde bir destek yatağının kullanılması zorunlu olur.

Tork tüpü sistemi kullanılan taşıtlarda , tork tüpünün arka köprü momenti ve itme kuvveti tesiriyle eğilmeye karşı dayanımını artırmak için arka köprü ile tork tüpünün genellikle ortası ve vites kutusu tarafındaki ucu arasındaki bir yere iki taraflı takviye çubukları bağlanmıştır. Bu çubuklar taşıt hareket halinde iken arka tekerleklerden bir tanesi yol üzerinde herhangi bir mani ile karşılaşır veya arka tekerlek frenlerinden bir tanesi tutmayacak olursa arka köprü ve tork tüpü üzerinde meydana gelecek olan büyük eğilme tesirlerine de yardımcı olur.

Hotchkiss tipi hareket iletim sisteminde, arka köprü momenti arka süspansiyon sisteminin yaprak yayları tarafından absorbe edilir. Yaylar arka köprüye civatarla sabit olarak bağlanmıştır. Yayların ön ucu dönebilir şekilde, arka ucu da küpeler aracılığıyla şasiye bağlanmıştır. Taşıt öne doğru hareket ettiği zaman, arka köprü momenti yayın ön yarısını şasiye doğru bastırır, arka yarısını ise çekmeye çelışir. Böylece moment yaylar tarafından absorbe edilir. Açık tip şaft ve iki tarafında birer üniversal mafsal kullanılır. Çünkü arka köprü momenti tesiriyle yayların esnemesine

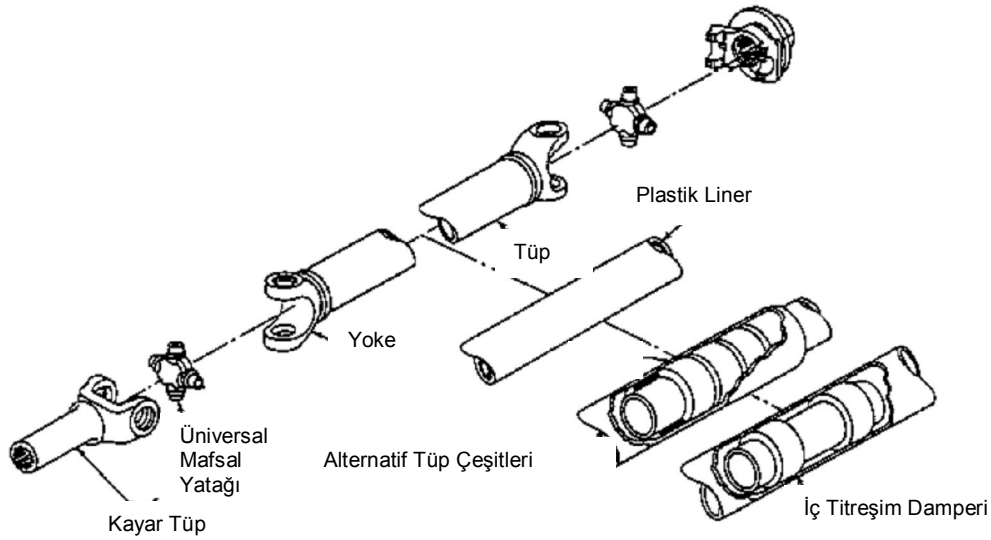
bağlı olarak diferansiyel muhafazası bir miktar dönme hareketi yapmaktadır. Kullanılan mafsalların her ikisinde çatallı üniversal mafsal olması gerekir.

Makas(yaprak yay) tipi hareket iletme sisteminde arka köprünün ilerleme hareketi yayların ön ucunun şasiye bağlandığı noktadan şasiye iletilir. Böylece tekerleklerin sağladığı itme kuvveti şasiye iletilerek taşıtın hareketi sağlanır. Arka köprü süpansiyon sisteminde helezon yaylar kullanıldığı hallerde tekerleklerin arka köprüde meydana getirdiği itme kuvveti arka köprü ile şasi arasında oynak olarak takılmış olan çubuklarla şasiye iletilir. Bu çubuklar aynı zamanda arka köprü momentini de absorbe ederler. Helezon yay her yönde esneyebilir durumda olduğundan arka köprü ile şasi arasında konan diğer bir çubuk arka köprünün sağa ve sola hareketini dolayısıyla iz takibinin bozulmasını önler.

Otomotiv Endüstrisinde değişik tiplerde Kardan Milleri vardır;

- Tek parça Kardan Mili
- 2 parça Kardan Mili
- Tüp içinde Kayan Tip Kardan Mili

Mesela Tüp içinde kayan tip kardan milleri de yeni tip millerdir ve çarpışma enerjisi kontrolünde yeni yeni kullanılmaktadır. Çarpma esnasında kapanarak Çarpma esnasında enerji absorbe etme özelliklerine de sahiptirler (Bkz. Şekil 4.4)[9].



Şekil 4.4: Kardan mili yapısı

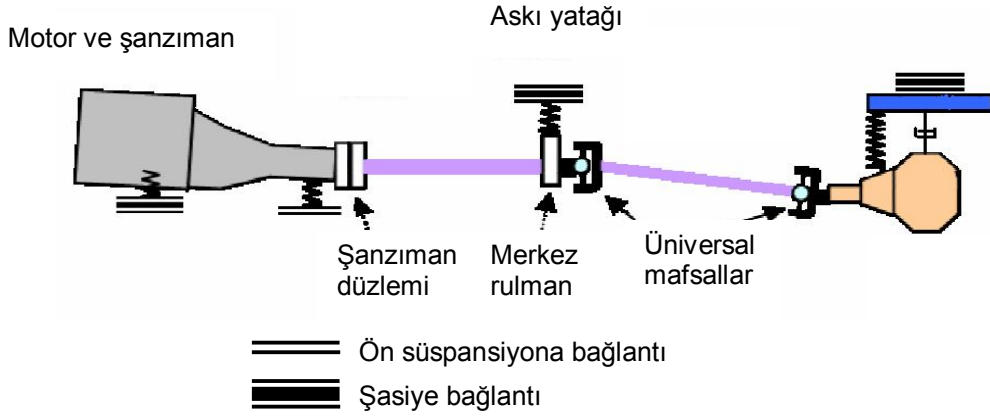
4.4. Arkadan İtişli Araçlarda En Önemli NVH Problemleri

Bu problemleri 3 ana başlıkta toplamak mümkündür;

- Kardan mili salgısından kaynaklanan 1.ci harmonik blanssızlığı, doğrusallıkta bozulma ya da dengesiz yük dağılımı sebebiyle oluşan,
- Üniversal mafsal sebebiyle oluşan 2.ci harmonik moment darbeleri,
- Diferansiyel dişlileri arasında uyum problemi sebebiyle ortaya çıkan ses.

Bunlar dışında kısıtlamalar ise, makasların burulması(wind-up), yani makasların diferansiyele gelen ilk tork esnasında "S" çizmesi, bağlantı parçalarının ömür zamanı ve destekleyen metal yapıdır. NVH hedeflerinin tutturulması için tüm bu faktörler ele alınmasının gerekliliği sebebiyle aktarma organlarının tasarım süreci oldukça meşakkatlidir. Daha da önemlisi, NVH hedefi bütün bunların yanında üretim varyasyonları ve çevresel ve kullanım koşulları da hesaba katılarak her durumda karşılanması gerekmektedir.

Referans bir araçta verilen güç aktarma gurubu NVH datasında o araç için hangi konfigürasyonların NVH hedefini tutturduğunu hangilerinin tutturamadığı bilinmektedir. Ayrıca hatta tasarım parametrelerinde ve NVH performansındaki dağılım bile temin edilmiş olabilir. Ancak yine de bu bilgiyi doğrudan yeni tasarımlara uygulamanın zor olma ihtimali yüksektir. Çünkü yeni aracın hassas transfer fonksiyonu mevcut araçtakinden farklı olabilmektedir. Ya da tasarım parametrelerindeki değişkenliğin yarattığı etki yeni araçta farklı olabilmektedir. Ancak, etkin olarak kullanılacak şey ise sistemlerin farklı davranışlarının kavramsal tasarım bilgisidir. Sistemin yay sabiti, kütle dağılımı ve geometrisi gibi parametrelerdeki makul minimum ve maksimum sınırların tasarım bilgisi de çok etkin olarak tasarıma yansıtılabilir.



Şekil 4.5: Motor ve aktarma organlarının araç konumlama modeli

Şekil 4.5, bu teze konu olan projede seçilen arkadan itişli aracın güç aktarma organlarını gösteren şematik bir modeldir. Aşağıda listelenen sistem davranışları, 1.ci harmonik kardan mili etkilerini, 2.ci harmonik moment etkilerini ve diferansiyel dişlileri düzensiz çalışma etkileri gibi önemli dinamik hesapları oluşturmakta yardımcı olmaktadır.

- Tork yükü ve maksimum Hız
- Mafsallardaki kardan mili açıları
- 2 parçalı kardan mili konfigürasyonu
- Ön ve arka millerin uzunluk oranı
- Merkez rulman özellikleri, gövde yapısı ve bükülme frekansı gibi parametreler tasarım sürecinin kavramsal kısmının büyük bir bölümünü oluşturur.

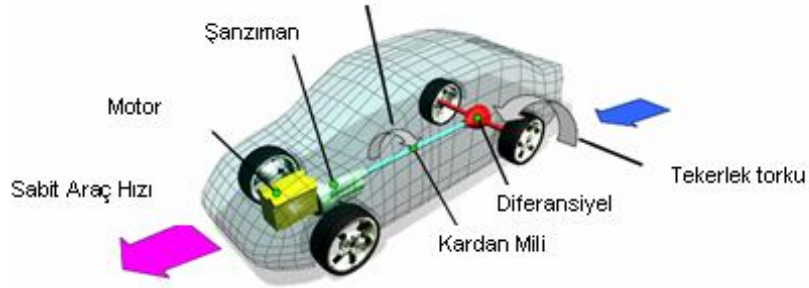
Uygun seçimler ise ampirik formüllere, ön bilgilere ve deneyime, CAE simülasyon çalışmalarına ya da prototip testlerine bağlıdır. Simülasyonlardan elde edilen bilgiler kıyaslamalı değerlendirmeler şeklinde olacağından, tasarım sürecinin bu fazında bir çok dinamik ve NVH gereklilikleri ampirik kararlarla örtüşeceği beklenilerek verilmektedir. 1.ci harmonik balanssızlık ve düşük frekanslı dişli çalışma hatası ise açıkça sümüle edilebilir.

Bu problemler, gümbürdeme sesi, direksiyon simidi titreşimi ya da koltuk titreşimi gibi etkilerle aracın bütünsel NVH karakteristiğini yakından ilgilendirdiğinden ve aracın kalitesinin müşteri algılasını etkilediğinden oldukça önemlidir.

1.ci harmonik gümbürdeme sesi araç i kabini boşluk rezonansı sebebiyle ve gövde titreşimi ve araç i akustik arasındaki dinamik eşlilik sebebiyle oluşmaktadır. Bu olay ise bir veya  düzlemde oluşan kütlesel balanssızlık sebebiyle tetiklenmektedir.

Kardan mili NVH'i ise düzgün bir yolda sürüş esnasında tecrübe edilen ve müşteri şikayeti yaratan bir problemdir. Bu tezde sadece kardan mili uğultusu detaylı olarak ele alınmaktadır[10].

şekil 4.6 bir araçta sürüş esnasında etki eden kuvvetleri şematik olarak göstermektedir.



şekil 4.6: Sabit araç hızında aktarma organları kuvvetleri

Tezimizde buraya kadar NVH'i ve potansiyel sebeplerini tanımladık ve anlattık. Bundan sonraki bölümde ise Aktarma organları NVH'inin kardan mili uğultu problemi açısından nasıl oluştuğunu ve bunun eliminasyon tekniklerini analiz edeceğiz.

5. KARDAN MİLİ NVH – UĞULTU PROBLEMİ DEĞERLENDİRMESİ

NVH değerlendirme metotları temelde iki şekilde ele alınır;

- Subjektif Değerlendirme (Sürücünün Hissettiği)
- Objektif Değerlendirme (Veri Toplama)

5.1. Subjektif Değerlendirme

Aktarma organlarından gelen seslerin hızlanma, ani yavaşlama (frene basılmaksızın) ve kontrollü yavaşlama (yavaşlamaya imkan sağlayan gaz pedalı tahrikli) koşullarında subjektif olarak değerlendirilmesini ifade etmektedir.

5.1.1. Araç hazırlama

Araç hazırlanırken aşağıdaki husulara dikkat edilmelidir;

- Şartnameye uygun olarak lastik basınçlarını kontrol edilmeli ve şartnameye uygun hale getirilmelidir.
- Aracı öncelikle mümkün olduğunca rüzgar, gıcırta, tıkırtı, klima, egzost, lastik gibi diğer ses etkilerinden arındırılmış olmasına özen gösterilmelidir.
- Radyo kapalı ve anten indirilmiş olmalıdır.
- Tüm ısıtma ve klima üfleçleri “Kapalı” konumda olmalıdır.
- Tüm kapılar, pencereler ve havalandırma delikleri sıkıca kapalı olmalıdır.

5.1.2. Test prosedürü

Ses derecelendirmesi CETP 00.00-R-201 “Vehicle and Attribute Customer Rating System” prosedüründe tanımlandığı gibi VER(Araç Mühendisliği Notlaması) 1 ila 10 arasında notlandırmak üzere eğitimli personal tarafından sürücü ya da yolcu koltuğuna oturarak yapılmalıdır. (Bkz. Tablo 5.1.) Şanzıman ve aks, sürüş, seyir, yokuş aşağı koşullarının her birindeki dişli seslerinde aracın bütün hız genişliği taranarak yapılmalıdır[11].

Tablo 5.1: VER notlama tablosu

VER	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Müşteri Memnuniyeti (Sinyal Durumu)	Memnun Değil				Memnun					
	Çok		Az			Az		Çok		
İyileştirmeyi Talep eden (Hata Modu)	Her Müşteri			Ortalama Müşteri		Kritik Müşteri		Eğitilmiş Gözlemci		Algılanamaz.

5.1.2.1. Isıtma evresi

Diferansiyel dişlilerini ve kutudaki yağ sıcaklığını dengeye getirmek için aracı minimum 8 km-16 km kadar 80-120km/h hızda sür ve tüm şanzıman ve diferansiyel dişlilerinin normal yağlanması sağlandığından emin olunmalıdır.

5.1.2.2. Hızlanma evresi

Aracı tüm ileri viteslerde ve normal motor hızlarına kadar ivmelendirmek gerekir. Kardan mili sesi, her viteste ve 10'ar km/h hız artışlarında değerlendirilmelidir. Değerlendirme notu kayıt edilmelidir. Araç, gaz pedalının en basık(yani tam gaz) ve kısmen basık pozisyonlarında da değerlendirilerek notlanmalıdır.

5.1.2.3. Yavaşlama evresi:

Bu evrede araç, tüm ileri viteslerde ve normal motor hızlarına kadar ivmelendirilmelidir. Sonra ayak gaz pedalından çekilmeli ve aracın aynı viteste kendiliğinden en düşük devre kadar düşmesine izin verilmelidir. Kardan mili sesi, bu şartlarda her viteste ve 10'ar km/h hız düşüşlerinde değerlendirilmeli ve değerlendirme notu yine kayıt edilmelidir.

5.1.2.4. Kontrollü yavaşlama evresi:

Araç, bu evrede tüm ileri viteslerde ve normal motor hızlarına kadar ivmelendirilmelidir. Aynı vitesteyken ayak pedaldan kaldırmadan sadece yavaş yavaş çekerek kontrollü bir şekilde yavaşlaması sağlanmalıdır. Kardan mili sesi, yine her viteste ve 10'ar km/h hız düşüşlerde değerlendirilmeli ve değerlendirme notunu kayıt edilmelidir [12].

5.1.3. Verinin sunumu

Veri sunumu yaparken aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir;

- Her bir test evresindeki gürültü seviyesi raporlanmalı
- Kardan mili ses seviyesi değerlendirilmeli ve 1'den 10'a kadar notlanmalıdır.

5.2. Objektif Değerlendirme

Aktarma organları NVH değerlendirmesi için her tür yol ve kullanım koşullarında toplanan ses ve titreşimin ölçüm ve analizini veri toplayarak yapılmasına dayanan bir değerlendirme yöntemidir.

5.3. Test Uygulaması

Veri toplama işlemi subjektif değerlendirme bölümünde de belirtildiği gibi 5.1.1 ve 5.1.2.1 tamamlandıktan sonra yapılmalıdır. Objektif veri, 65-160 km/h hızları arasını yavaş yavaş tarayarak düzgün yol koşullarında alınmalıdır. Bu durumda değerlendirme kriterleri ses ve titreşim için aşağıda verilmiştir;

- Ses : 20 – 400 Hz / Kardan mili 1. harmonik'i ve 2. harmonik'i
- Titreşim : 2 – 400 Hz / Kardan mili 1. harmonik'i ve 2. harmonik'i

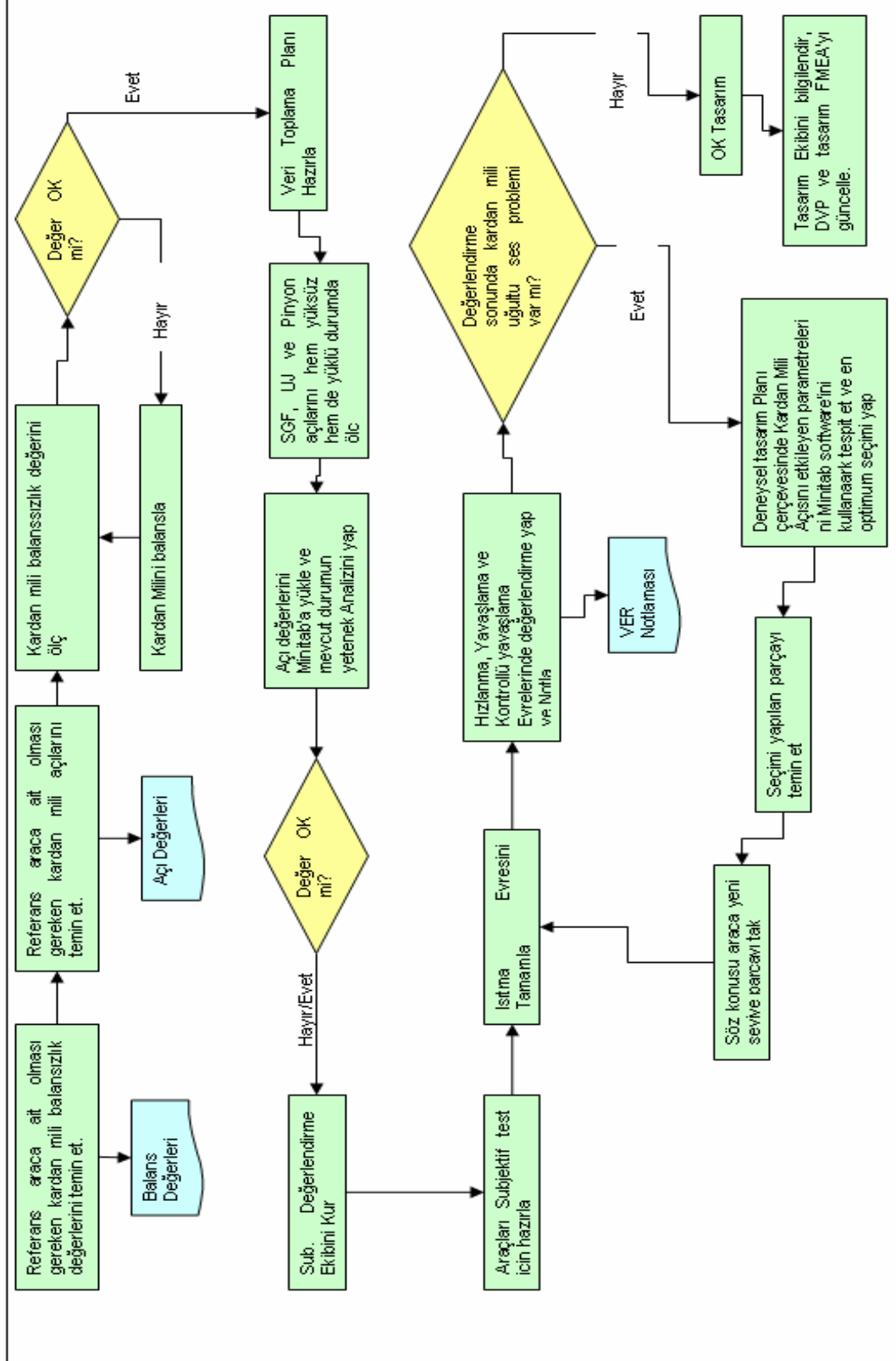
5.3.1. Veri toplamak için gerekli ekipmanlar

Objektif değerlendirmede ivmeölçer, mikrofon, veri analizörü, hız ölçerler(takometre)'den faydalanılır.

Titreşim analizörü bir mikroişlemci yardımıyla elektrik sinyallerini matematiksel olarak belirli bir zaman diliminde ivmeye dönüştürmekte ve FFT olarak veriyi saklamaktadır. Ayrıca analizörler veriyi göstermek ya da alarma geçirmek için de programlanabilmektedir. Sonra bu saklanan veriler bilgisayar'a aktırılabilir.

5.3.2. Subjektif değerlendirme akış şeması

Tablo 5.2: Subjektif değerlendirme süreci akış haritası



Ayrıca analizörler veriyi göstermek ya da alarma geçirmek için de programlanabilmektedir. Sonra bu saklanan veriler bilgisayar'a aktırılabilir.



Şekil 5.1: Data analizörü



Şekil 5.2: Takometre

5.3.2.1. Mikrofon

Veri toplanırken mikrofonlar şekil 5.2.de görüldüğü üzere araç altında kardan mili sesinin en iyi alınacağı noktaya yerleştirilmektedir.



Şekil 5.3: Mikrofon

5.3.2.2. İvme ölçerler ve araçta konumlandırıldığı noktalar

Aktarma organları NVH ölçümü esnasında kullanılan ivmeölçerlerin aktarma organları alt parçaları bazında monte edildikleri pozisyonları aşağıda tanımlanmaktadır.

- Şanzıman Gövdesi



Şekil 5.4: Şanzıman gövdesi ve gövdeye monte edilen ivmeölçer

- Merkez Rulman



Şekil 5.5: Merkez rulman ve kardan mili askı yatağına monte edilen İvmeölçer

- Pinyon Dişlisi



Şekil 5.6: Pinyon dişlisine monte edilen ivmeölçer

5.3.3. Kardan mili koşulları

Kardan mili için aşağıda listelenen koşulların objektif değerlendirme öncesi sağlanması gerekmektedir:

- Kardan milleri gereksiz kütlelerden arındırılmış olmalıdır. (Örneğin kelepçeler vs.)
- Kardan milinin seri üretim Őartlarında montajı yapılmalıdır.
- İlk olarak aracın bütünsel balanssızlık durumu tespit edilmelidir. Bu esnada kardan milinin 1.ci harmonik frekansı sebebiyle yeniden balanslanması ihtiyacı ortaya çıkabilir.

En kötü durumu test etmek için Kardan mili Őartnamede belirtilen maksimum balanssızlık seviyesine ayarlanmalıdır.

- Eğer kardan mili balanslı değil ise, istenilen seviyeye getirmek için balanslanması gerekmektedir. Ancak bu yapılırken eklenen balans ağırlıklarının farklı bir faz durumu yaratabileceği de gözden kaçırılmamalıdır.
- Tasarımı yürüten ekip her düzlemdede izin verilen maksimum balanssızlık değerini belirlemelidir. Belirlenen balanssızlık düzeyi temelde her mil düzlemindeki beklenen en yüksek balanssızlık koşulunu temsil etmektedir. Eğer yeni tasarımın maksimum izin verilen balanssızlık değerleri belirlenmemişse referans olarak aşağıda belirtilen balanssızlık değerleri kullanılabilir.

Canlı aks için : 60 g-cm

Şanzıman için: 100 g-cm

Merkez rulman için: 15 g-cm'dir.

- Bu durumda teste devam etmek için gerekli görölen ağırlık takılarak Kardan Mili balanslanmalıdır. Balanslama işlemi tamamlandıktan sonra en iyi sonucu almak için Kardan milinin her iki ucunda maksimum balanssızlık noktaları araca bağlanırken birbirine göre 180 derece açı yaptırılır ki araca en az etkiyi yapsınlar.
- Örneğin; tek parçalı kardan milinde Şanzıman düzlemi balanssızlığı 0 derecede iken dingil düzlemi balanssızlığı 180 derecede olacak Şekilde monte edilmelidir.
- Aynı Şekilde 2 parçalı kardan mili montajında ise yine Şanzıman düzleminde balanssızlık 0 derecede iken merkez rulmanı düzlem balanssızlık noktası 180 dereceye ve dingil düzlemi balanssızlık noktasında da 0 dereceye gelecek Şekilde montaj yapılmalıdır[13].

5.3.4. Sürüş koşulları

Bu kısımda veri toplama esnasında aracın nasıl sürüleceği ve müşteri kullanım fonksiyonlarının araç sürüşü esnasında nasıl çalıştırılacağı konu edilmektedir.

5.3.5. Seyir esnasında NVH değerlendirmesi

Aracı ilgili viteste önceden belirtilen hızlarda tarayarak sürülür. Manuel şanzımanlı araçlar için değerlendirme ve veri toplama aşamasında mümkün olan en yüksek vites kullanılır. Test motor rejime ulaştığı durumda yapılır. Bu çalışmada ise araç 115-120Km/h hızda sürülerek değerlendirilmiştir. Test adımları aşağıdaki gibidir;

- 5.ci vites ya da en yüksek vitesi seçilir.
- Seçilen viteste yavaşça ve tüm hızları tarayarak 120km/h hıza kadar çıkılır. İvmelenmenin mümkün olduğunca yumuşak olduğuna özen gösterilmelidir. Toplam hız tarama süresi 90 sn olmalıdır. Bu süre aslında cihaz ile kayıt yapılan süre ile aynıdır.
- Araç tekrar 65 km/h'e düşürülür.
- Bu test 6 kez tekrarlanır.

5.3.6. Analiz ekipmanı

Analiz ekipmanı aşağıdaki analiz parametrelerine uymalı ve tanımlanan raporlama formatı kullanılmalıdır.

- Ses Seviyesi: Ölçüm Birimi = "dB(A)" Ses basınç birimi dB skalası için 2×10^{-5} Pa'dır.
- Titreşim Seviyesi – Hızı: Ölçüm Birimi = "mm/s". Eğer dB skalası gerekli ise, hız seviye referans değeri ISO1683'e göre 10^{-9} m/s'dir.



Şekil 5.7: Objektif data toplarken kullanılan analiz ekipmanı

5.3.7. Frekans aralıkları

- Ses : 20 – 400 Hz / Kardan mili 1. harmonik'i ve 2. harmonik'i için
- Titreşim : 2 – 400 Hz / Kardan mili 1. harmonik'i ve 2. harmonik'i için

5.3.8. Yolda ivmelenme/yavaşlama ölçümü

Bazı durumlarda, özellikle düşük frekanslarda birbirine yakın 2 harmonik'in birbirinden ayırt edilmesi için tüm tekil harmoniklerin farklı frekans çözümlerinde analiz edilmesi gerekebilmektedir.

Belirli bir harmonik için en iyi çözümü veren optimum frekans çözümü Δf olsun;

$$\Delta f = \left[\sqrt{S_n} \right] / W \quad (5.1)$$

Burada W = Etkin Gürültü bant genişliği= 1,5

S_n ise n.ci harmonikteki hız tarama oranıdır(hz/sn)= $n * S_{rpm} / 60$

S_{rpm} = İvmeleme/Yavaşlama tarama oranı rpm/saniye olarak verilebilir.

Harmonik(hz) genişliği δf_n ise

$$\delta f_n = W\Delta f + S_n / (W\Delta f) \quad (5.2)$$

olarak ifade edilir. Optimum durumda ise;

$$\delta f_n = 2\sqrt{S_n} = 2W\Delta f \quad (5.3)$$

olarak bulunur. Her kayıt rpm aralığına tekabül etmektedir ki δ rpm ise

$$\delta_{rpm} = S_{rpm} / (W\Delta f) \quad (5.4)$$

olarak ifade edilir.

5.3.9. Kardan mili harmonik analizi

Diğer komşu parçaların etkisi olmaksızın kardan milinin 1ci harmonik'inin ortadan kaldırmak için Yeterli frekans çözümü gerekmektedir. Lastik ve motor harmonikleri etkilediğinde, minimum frekans çözümü aşağıdaki denklemi kullanarak hesaplanabilir.

$$\Delta h \leq \frac{1}{3} [\Delta h_t, \Delta h_m]_{\min} \quad (5.5)$$

Bu formülde;

$$\Delta h_t = (1 - \frac{t_{h-}}{D_o}) \quad (5.6)$$

$$\Delta h_m = 1 - M_h \cdot D_o \quad (5.7)$$

Sabit zamana göre;

$$\Delta f \leq \frac{1}{3} x [\Delta f_t, \Delta f_m]_{\min} \quad (5.8)$$

Formülde

$$\Delta f_t = \Delta h_t \cdot \frac{(RPM)_{\min}}{60} \quad (5.9)$$

$$\Delta f_m = \Delta h_m \cdot \frac{(RPM)_{\min}}{60} \quad (5.10)$$

olarak ifade edilir[14].

5.3.10. Harmonikler

- 1nci Harmonik - Kardan Mili: Kardan milinin dönme frekansıdır.
- 2nd Harmonik - Kardan Mili: Kardan milinin dönme frekansının 2 ile çarpımına eşittir.

5.3.10.1. Değişkenler

Değişken hızlı araç koşulları belirlenen metrikler için çok çeşitli değerler üretebilmektedir. Bunlara örnek olarak dB veya mm/s karşılık km/h veya mph cinsinden ölçülebilmektedir. Frekans ise aşağıdaki formül ile hesaplanabilmektedir.

$$f = \frac{(RPM)_{km}}{n_{ds} / l} \cdot n_{harm.} \quad (5.11)$$

Araç Hızı için;

$$h = \frac{(RPM)_t}{n_{ds} / l} \cdot \frac{60}{t_s} \quad (5.12)$$

Formülde; Tekerlek RPM'i yani 1 dakikada dönüş adedi

$$(RPM)_t = \frac{(RPM)_{km}}{D_o} \quad (5.13)$$

Dönme sayısı / Mesafe, temelde dönme sayısı/mil ya da dönme sayısı/km olarak lastiğin dönme yarıçapına bağlıdır.

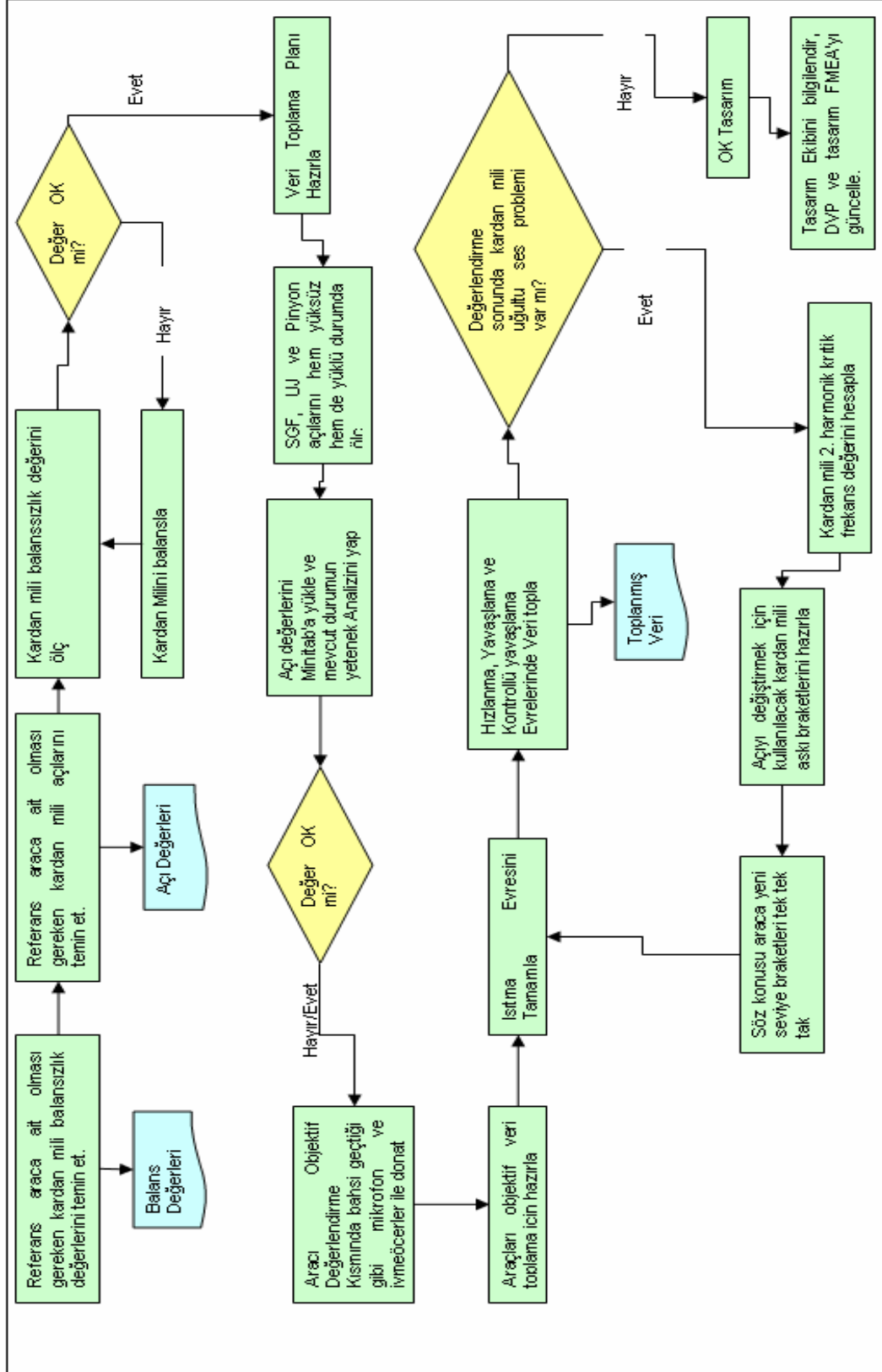
$$n_{ds} / l = \frac{k}{2 \cdot \pi \cdot r_{dy}} \quad (5.14)$$

$$n_{ds} / l_m = \frac{63360 \frac{inç}{mil}}{2 \cdot \pi \cdot 16inç} = 630,25 \text{ dönüş sayısı/mil} = 394 \text{ Dönüş Sayısı / km} \quad (5.15)$$

olarak metrik sisteme dönüştürülmüş olur.

5.3.11. Objektif değerlendirme akış şeması

Tablo 5.3: Objektif değerlendirme süreç akış haritası



6. PROJE KAPSAMI

Bu tezde Orta ticari sınıf ve 2 parçalı kardan mili bulunan Transit aracında tespit edilen Kardan Mili uğultu probleminin bulunması ve çözümlünün 6 Sigma yaklaşımı ile ortaya konması amaçlanmaktadır. 6 Sigma metodolojisi dünyada bir çok ülke tarafından kullanılmaktadır. Bu yöntem mevcut problemlerin çözümlüne yeni bir yaklaşım getirmektedir. İstatistiki bakış açısı 6 Sigmanın temelini oluşturmaktadır. Bu rasyonel yaklaşımı kullanarak ticari araçlarda titreşim problemini çözümlüne yönelik bir tez çalışması yürütölmüştür[15].

6.1. Problem Tanımı

Problem, Transit araçlarında kardan mili titreşimi sebebiyle oluşan uğultu sesi olarak tanımlanmaktadır.

6.2. Müşteri Talebi

Kardan mili tahrikli oluşan araç titreşimi ya da araçta tanımlanamayan titreşim

- “ Araç 90 km/h hız civarında titreşim yapıyor”
- “ Hızlanma esnasında kokpit titriyor ve ses yapıyor” olarak ifade edilmektedir.

6.3. Projenin Etki Alanı

- Risk alanlarının tanımlanması ve karakterize edilmesi,
- Kardan mili ses olayının anlaşılması,
- Kardan mili açılarının optimizasyonu,
- Aracın bütönsel ses bütönlüğünün artırılması,
- Kardan mili sebebiyle oluşan ses ve titreşimin müşteri memnuniyetinin sağlandığı değörlere indirgenmesi

6.4. Müşteri Kritik Kalite Özelliği

Müşteriler, aracın rahatsız edici ses ve titreşim yapmasını istemez. Müşteriye satılan araçlar kesinlikle kardan mili sesi sebebiyle servise gelmemelidir.

6.5. Hata Tanımı

Kardan Mili Tahrikli Ses

- Kardan mili sebebiyle ses oluşmamalıdır
- Subjektif değerlendirme R202 Prosedürü [VER]'üne göre yapılmalıdır
- Doğrulama için veri analizörü ile gürültü grafikleri alınmalıdır.

Dayanım:

- Parça ömründe azalma olmamalıdır.
- Değerlendirme kriteri, kardan mili üzerindeki UJ açısının ideal düz konumdan 3 dereceden fazla sapması sistem ömrünü azaltır.

Sistem üzerinde yapılacak herhangi bir değişiklik (aks pozisyonu, yaprak yay oturma parçası, SGF açısı vb.) sistem ömrü için yeniden doğrulama yapılmasını gerektirir.

6.6. Faktörler

- Kardan mili askı yatağı yüksekliği
- Yükleme koşulları

6.7. Hata Durumları

- Kardan mili uğultu problemi – proje kapsamı
- Growl – kontrol faktörü
- Kazıntı sesi – kontrol faktörü
- Gürleme sesi – kontrol faktörü

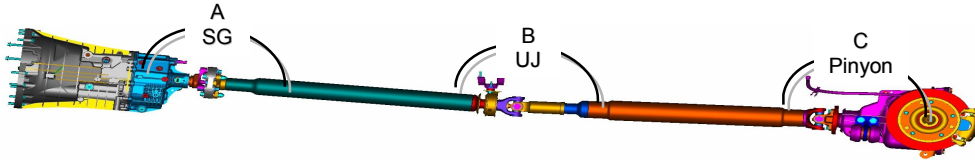
6.8. Kontrol Noktaları

- SGF açısı
- UJ açısı
- Pinyon açısı

6.8.1. Veri toplama planı

İdeal ses kalitesi için önceden belirlenmiş açı değerleri aşağıda belirtilen sınırlar içerisinde olmalıdır;

- SGF açısı: $180^0 \pm 1^0$
- UJ açısı: $180^0 \pm 3^0$
- Pinyon açısı: $180^0 \pm 3^0$



Şekil 6.1: Kardan mili açıları

Veri toplama planı ortaya konmuş ve tüm açılar aşağıdaki tablodan görüleceği üzere toplanmıştır. Bakınız Tablo 6.1'de açı ölçümü sonrası tüm araçlar Bölüm 5.1. açıklandığı gibi subjektif değerlendirmeye tabi tutulmuşlardır. Tüm kayıtlar veri toplama planına Tablo 6.1'deki gibi aktarılmıştır.

Tablo 6.1: Veri toplama planı

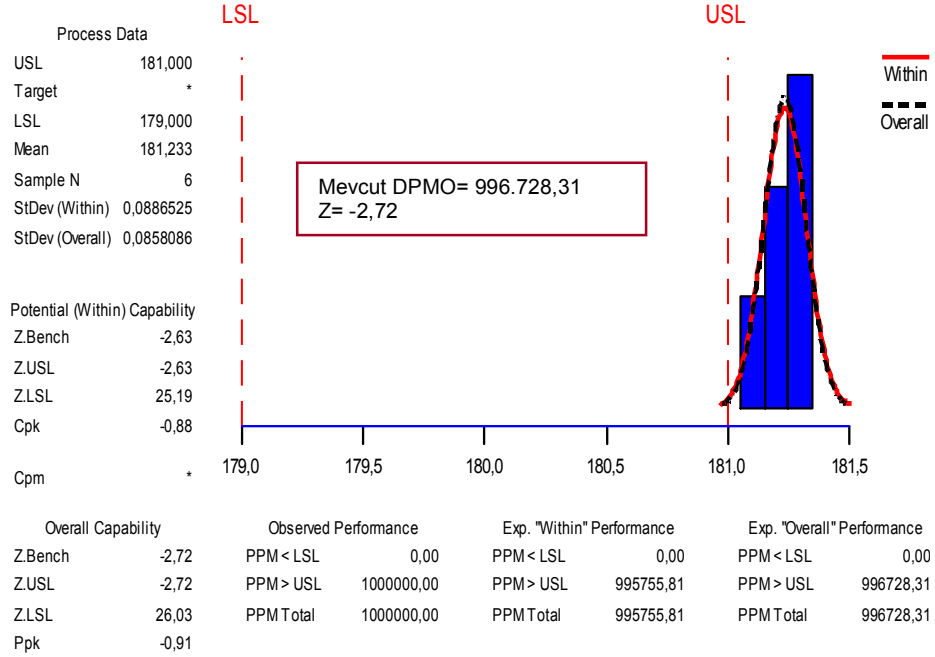
Vehicle Specs:		7Y05441						7Y05442					
		SWB						SWB					
VIN:		7Y05441						7Y05442					
Wheel Base:		M2 Bus						M2 Bus					
Cab:		2.4 L 100PS						2.4 L 100PS					
Engine:		MT 75						MT 75					
Transmission:		5.11 FDR						5.11 FDR					
Axle Ratio:		Algeria						Algeria					
Market:		Kerb						Kerb					
Vehicle Load Condition:		GVM	GVM	GVM	GVM	GVM	GVM	GVM	GVM	GVM	GVM	GVM	
Shaft Hanger Bracket Part #:		YC15-4K007-CD	YC15-4K007-BE	YC15-4K007-HA	YC15-4K007-CD	YC15-4K007-BE	YC15-4K007-HA	YC15-4K007-CD	YC15-4K007-BE	YC15-4K007-HA	YC15-4K007-CD	YC15-4K007-BE	
Leaf Spring Part #:		6C16-5560-JB						6C16-5560-JB					
Comments:													
Side Rail / Ground		avg.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
Transmission output axis		A	4,9	4,9	4,8	5,6	4,9	5,5	4,9	5,9	5,0	5,9	
Normalised taasm. axis		A	4,9	4,9	4,8	5,6	4,9	5,5	4,9	5,9	5,0	5,9	
SGF angle:		B-A	181,2	181,6	179,2	179,3	179,9	180,2	181,3	181,0	179,4	179,3	
1st shaft axis		B	6,7	6,5	4,0	4,9	4,8	5,7	6,2	6,9	4,4	5,2	
Normalised firsts kartaxi		B	6,1	6,5	4,0	4,9	4,8	5,7	6,2	6,9	4,4	5,2	
U11 angle:		C-B	179,0	176,0	182,3	179,3	181,2	178,3	178,8	175,6	181,9	179,0	
2nd shaft axis		C	5,7	2,5	6,3	4,2	6,0	4,0	5,0	2,5	6,3	4,2	
Normalised seconds kartaxi		C	5,1	2,5	6,3	4,2	6,0	4,0	5,0	2,5	6,3	4,2	
U12 angle:		D-C	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
3rd shaft axis		D	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
Normalised third shaft axis		D	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
Rear UJ angle:		P-D	179,9	182,7	178,2	180,9	178,5	181,4	180,0	183,0	178,6	181,3	
Pinion axis (LHS)		P1	85,7	84,8	85,5	84,9	85,5	84,9	85,0	84,5	85,7	84,5	
Pinion axis (RHS)		P2	85,0	84,8	85,5	84,9	85,5	84,9	85,7	84,5	85,7	84,5	
P1b axis		P	5,0	5,2	4,5	5,1	4,5	5,4	5,0	5,5	4,9	5,5	
Normalised p1b axis		P	5,0	5,2	4,5	5,1	4,5	5,4	5,0	5,5	4,9	5,5	
RR Ride Heights		LHS	191,0	135,0	186,0	136,0	186,0	134,0	192,0	136,0	186,0	136,0	
		RHS	192,0	135,0	185,0	136,0	186,0	134,0	192,0	136,0	185,0	136,0	
Driveline Roughness			8,0 VER	6,5 VER	8,0 VER	8,0 VER	8,0 VER	8,0 VER	8,0 VER	8,0 VER	8,0 VER	8,0 VER	
Growl			8,0 VER	7,5 VER	8,0 VER	8,0 VER	8,0 VER	8,0 VER	8,0 VER	8,0 VER	8,0 VER	8,0 VER	
Grinding			8,0 VER	7,5 VER	8,0 VER	8,0 VER	8,0 VER	8,0 VER	8,0 VER	7,5 VER	8,0 VER	8,0 VER	
Heterodyne			8,0 VER	7,0 VER	8,0 VER	8,0 VER	8,0 VER	8,0 VER	8,0 VER	7,5 VER	8,0 VER	8,0 VER	

İlk olarak kardan mili üzerindeki her bir aç ölçümü yapılarak açların belirlenen standarda göre “Yetenek Analizi” yapılmıştır. Yetenek değerlerinin belirlenmesi için, 6 aracın aç değerleri ölçülerek ölçülen değerler Minitab programına aktarılmış ve mevcut durumdaki Sigma (6 Sigma yaklaşımına göre) değeri hesaplanmıştır. şimdi bu açıların durumunu inceleyelim[16].

6.9. Yetenek Çalışması

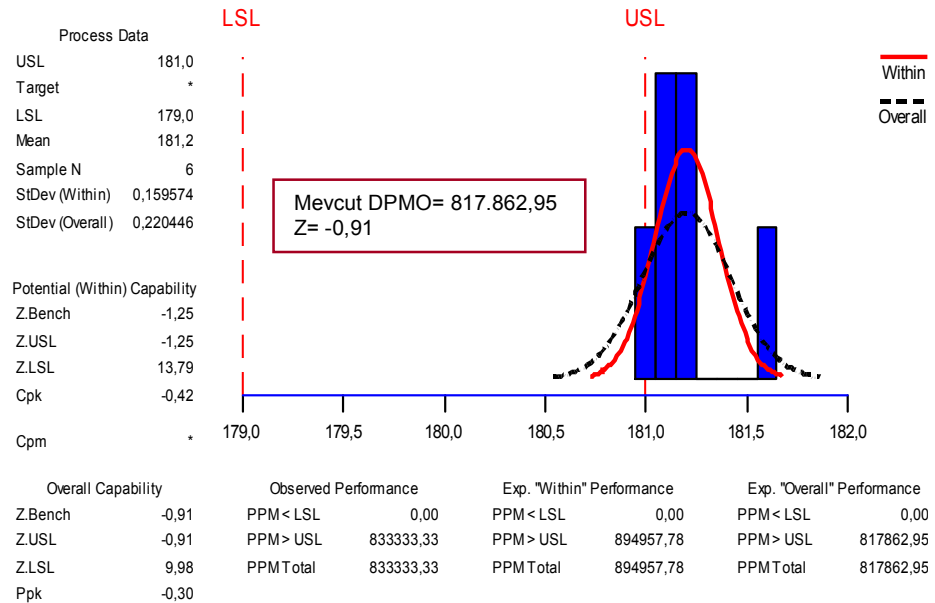
6.9.1. SGF açısı yetenek çalışması – CD askı yatağı (mevcut durum)

Proses Yetenek Analizi – KERB – SGF Açısı



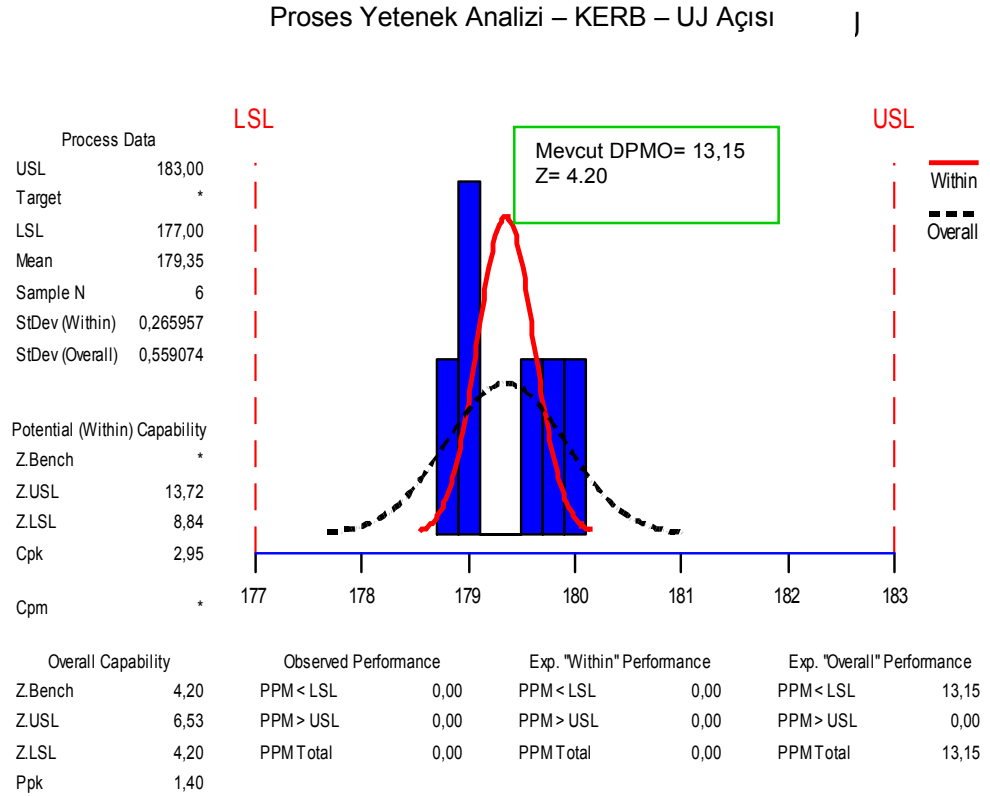
Şekil 6.2: SGF açısı yetenek analizi - araç yüksüz(kerb) iken

Proses Yetenek Analizi –GVM– SGF Açısı

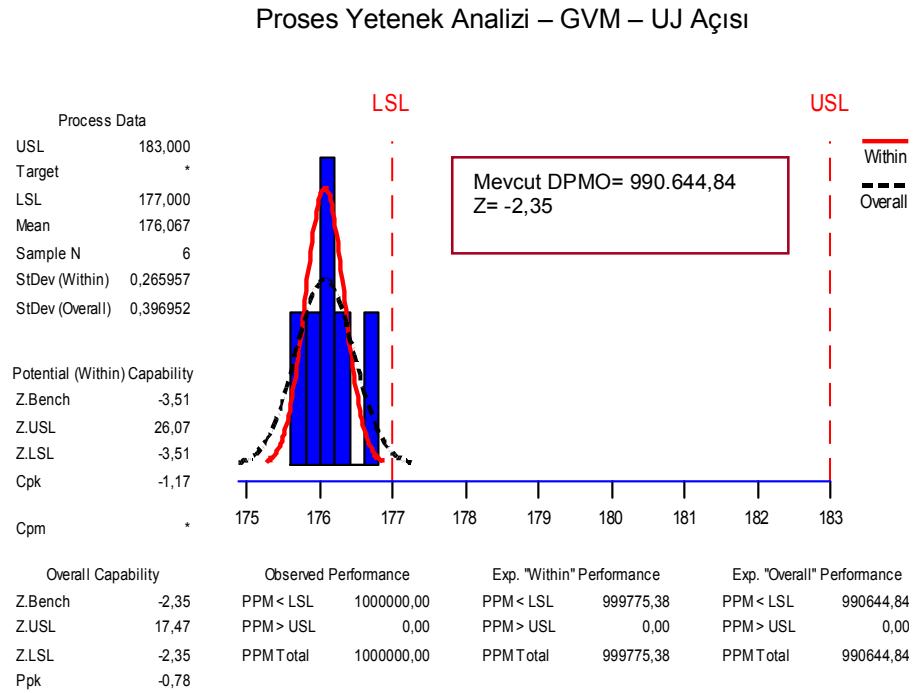


Şekil 6.3: SGF açısı yetenek analizi - araç yüklü(GVM) iken

6.9.2. UJ açısı yetenek analizi – CD askı yatağı (mevcut durum)

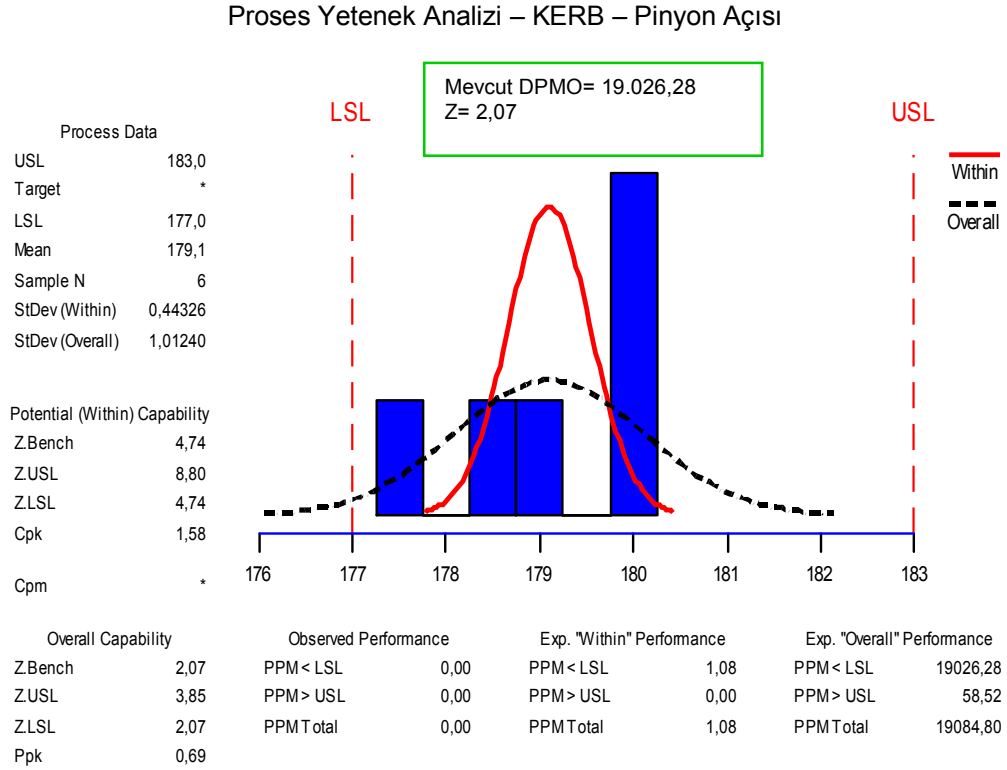


Şekil 6.4: UJ açısı yetenek analizi - araç yüksüz iken

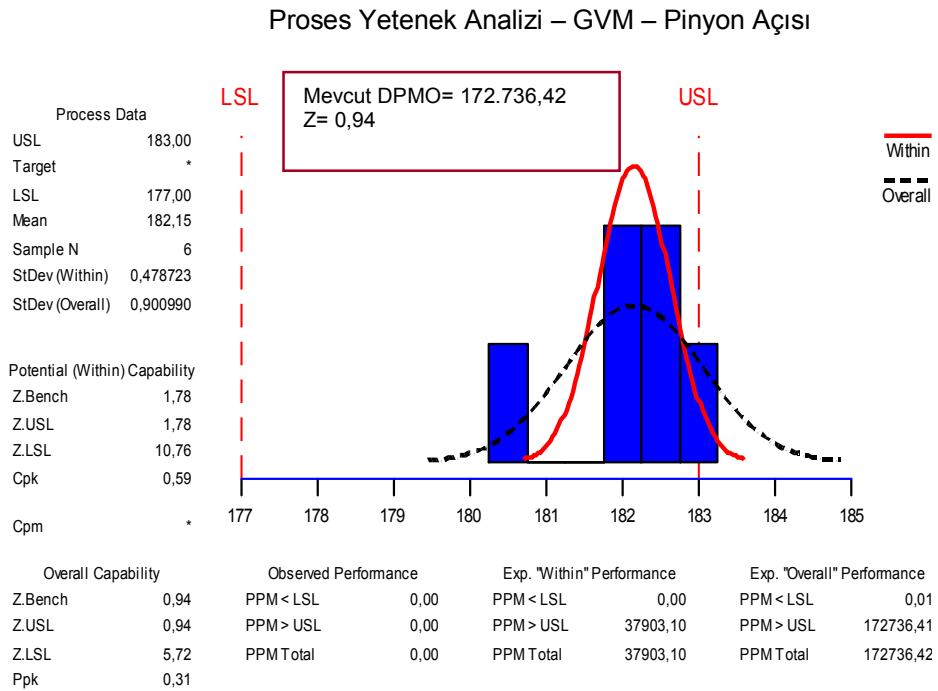


Şekil 6.5: UJ açısı yetenek analizi – araç yüklü iken

6.9.3. Pinyon açısı yetenek analizi – CD askı yatağı (mevcut durum)



Şekil 6.6: Pinyon açısı yetenek analizi- araç yüksüz iken



Şekil 6.7: Pinyon açısı yetenek analizi – araç yüklü iken

6.9.4. Yetenek analizi sonucu

6 araç üzerinde toplanan veriye istinaden yapılan yetenek çalışmaları göstermiştir ki, SGF, UJ ve Pinyon açılarının aracın hem yüksüz hem de yüklü konumlarında Cpk değerlerinin çok değişken olduğu ve Z yani Sigma değerlerinin de buna bağlı olarak ideal durumdan düşük olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca 6 aracın subjektif araç değerlendirilmelerinde kardan milinin uğultu yaptığı tespit edilmiştir. Bu durumda yapılması gereken ve kardan mili açılarının optimize edilmesi için en uygun metot olan DoE(Deney Tasarımı)'dır.

6.9.5. Deney Tasarımı(DoE)

Deney Tasarımında amaç; araç yüklü ve yüksüz koşullarda değişen kardan mili açılarının araç yüksüz halde iken en optimum bir değerde konumlanmasını sağlayarak araç yüklendiğinde de önceden belirlenmiş sınırlarda kalmasını sağlamaktır. Bu amaçla kardan mili açılarının nasıl değiştiğini anlamak gerekmektedir. Kardan mili açıları önceden belirtildiği gibi kardan mili askı yatağı ile araç altına monte edilmektedir. Bu sebeple değişik yüksekliklerde askı yatağına bağlı olarak açıların nasıl değiştiğini tespit etmek DoE'nin ilk adımıdır.

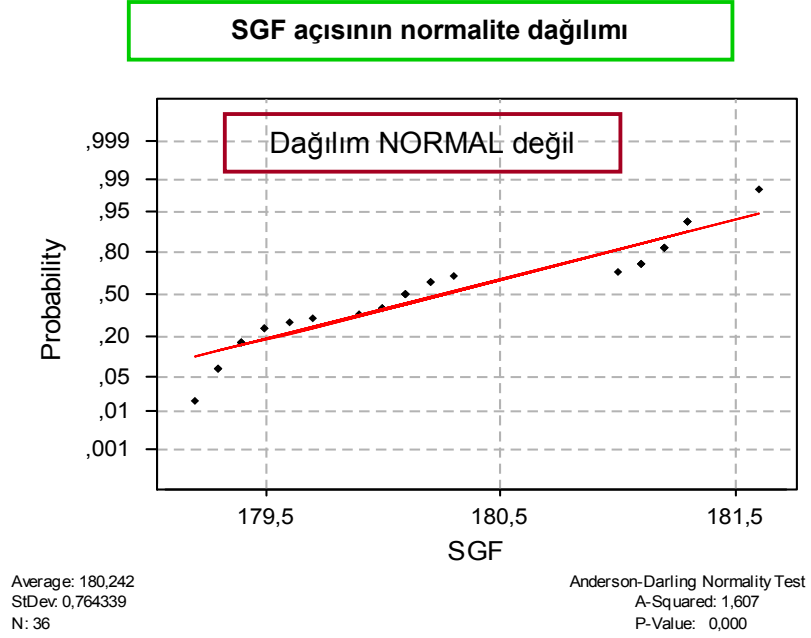
Bölüm 6.6.'da belirtildiği gibi Faktör Sayımız 2'dir. Seviyeler de parantez içinde gösterilmektedir.

- Kardan mili askı yatağı yüksekliği: (CD Seviye:81,4 mm ; BE Seviye:53,2mm ve HA Seviye: 63,2mm olarak alınmıştır)
- Yükleme koşulları : (Kerb: araç yüksüz ; GVM: araç istiaab haddinde yüklü koşullarıdır)

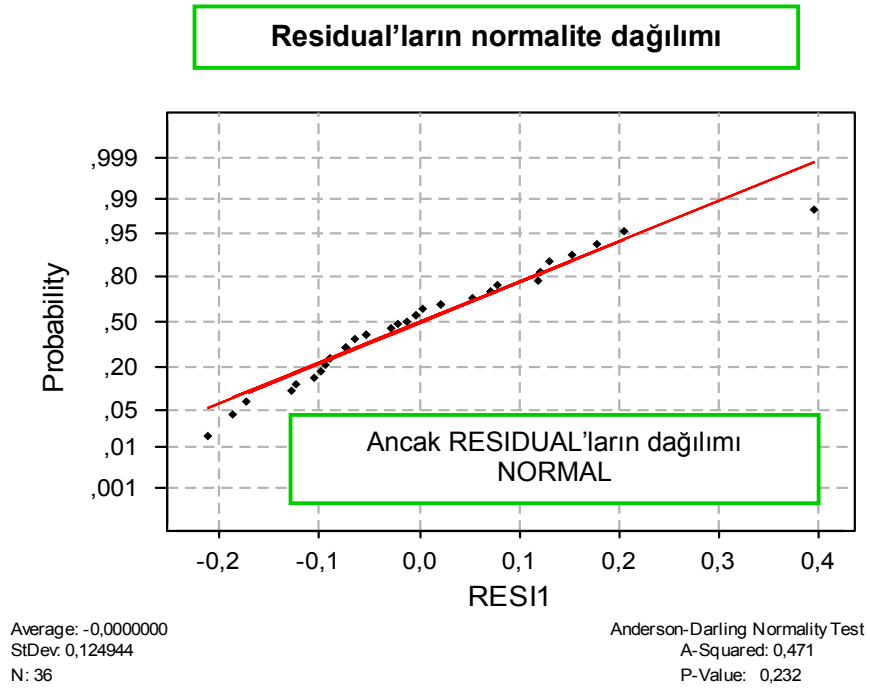
Deney Tasarımı (DoE) 2 faktör ve 6 tekrar ile deney tasarımı uygulanmıştır. Bu durumda 54 ölçüm alınmış ve 24 subjektif değerlendirme yapılmıştır. DoE ile ilgili daha fazla bilgi için "Ekler" kısmına bakınız.

6.10. DeneY Tasarımı Analizi

6.10.1. Tam faktörlü deneY tasarımı analizi – SGF açısı



Şekil 6.8: SGF açısının veri dağılımı (dağılım normal değil)



Şekil 6.9: Residual'ların veri dağılımı (dağılım normal)

Tablo 6.2: SGF açısı DoE ana faktörler tablosu_ilk deneme

Factor	Type	Levels	Values
Blocks	fixed	6	1 2 3 4 5 6
Hanger B	fixed	3	53,2 63,2 81,4
Loading	fixed	2	KERB GVM

Analysis of Variance for SGF - No, using Adjusted SS for Tests

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Blocks	5	0,06662	0,06662	0,01332	0,31	0,905
Hanger B	2	0,87095	0,87095	0,43547	9,98	0,001
Loading	1	0,08833	0,08833	0,08833	2,02	0,167
Hanger B*Loading	2	0,01595	0,01595	0,00798	0,18	0,834
Error	25	1,09051	1,09051	0,04362		
Total	35	2,13235				

Unusual Observations for SGF - No

Obs	SGF - No	Fit	SE Fit	Residual	St Resid
3	1,42852	1,04211	0,11545	0,38641	2,22R
5	0,29623	0,68111	0,11545	-0,38488	-2,21R
15	0,56353	0,97953	0,11545	-0,41600	-2,39R
17	1,01695	0,61853	0,11545	0,39842	2,29R

R denotes an observation with a large standardized residual.

Ancak "unusual observations" yani beklenmedik bazı veriler mevcuttur. Ancak Residualların dağılımı kontrol edilmiş ve residual dağılımı normal bulunmuştur. (Şekil 6.9). Dolayısıyla çalışma istatistiki olarak güvenilirdir.

Askı yatağı ile Yüklemenin kombinasyonel etkisi için $P=0,834 > 0,05$ dir. Yani askı yatağı ve yükleme koşullarının beraber etkileşimi SGF açısı üzerinde pek etkili değildir.. Bu sebeple bu parametre DoE'den çıkartılıp, program tekrar çalıştırılır.

Tablo 6.3: SGF açısı DoE ana faktörler tablosu – 2. deneme

Factor	Type	Levels	Values
Blocks	fixed	6	1 2 3 4 5 6
Hanger B	fixed	3	53,2 63,2 81,4
Loading	fixed	2	KERB GVM

Analysis of Variance for SGF - No, using Adjusted SS for Tests

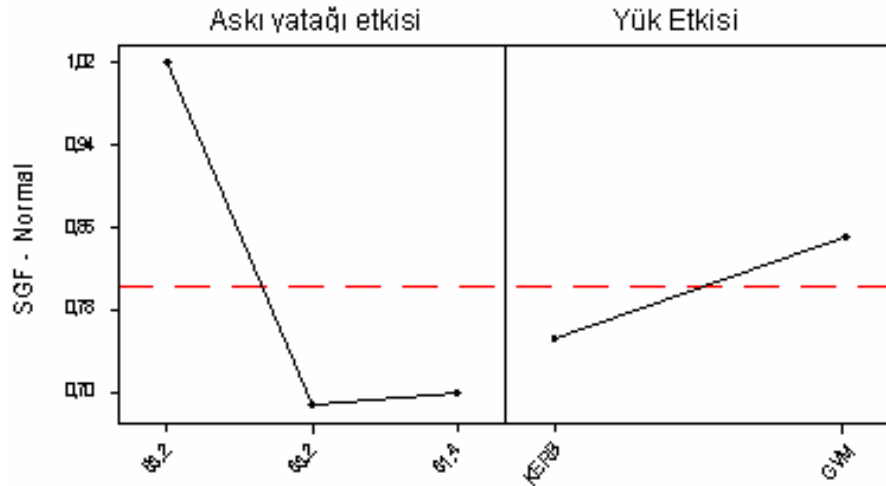
Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Blocks	5	0,06662	0,06662	0,01332	0,33	0,893
Hanger B	2	0,87095	0,87095	0,43547	10,63	0,000
Loading	1	0,08833	0,08833	0,08833	2,16	0,154
Error	27	1,10646	1,10646	0,04098		
Total	35	2,13235				

Factor	Type	Levels	Values
Blocks	fixed	6	1 2 3 4 5 6
Hanger B	fixed	3	53,2 63,2 81,4

Analysis of Variance for SGF - No, using Adjusted SS for Tests

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Blocks	5	0,06662	0,06662	0,01332	0,31	0,901
Hanger B	2	0,87095	0,87095	0,43547	10,21	0,000
Error	28	1,19478	1,19478	0,04267		
Total	35	2,13235				

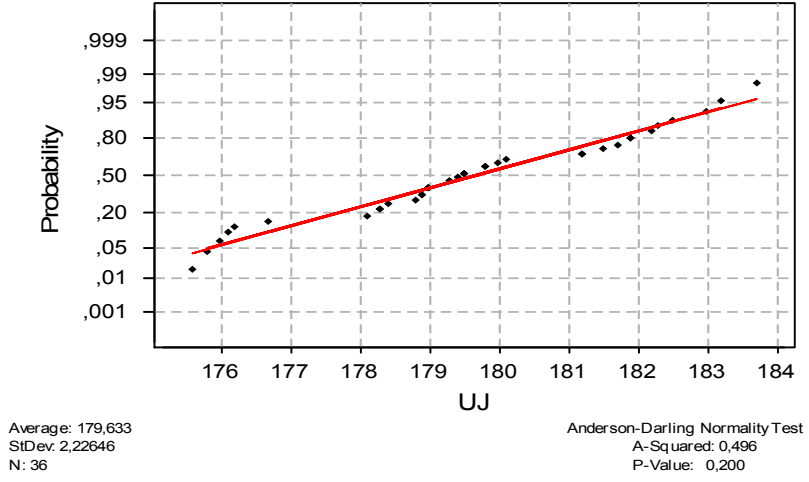
Askı yatağı için P=0 bulunmuştur. Dolayısıyla DoE analizi, SGF açısının kardan mili askı yatağı yüksekliğinden etkilendiğini ortaya koymaktadır. Yükleme etkisi çok fazla değildir.



Şekil 6.10: SGF açısını etkileyen faktörlerin askı yatağı ve yükleme koşullarına göre dağılımı

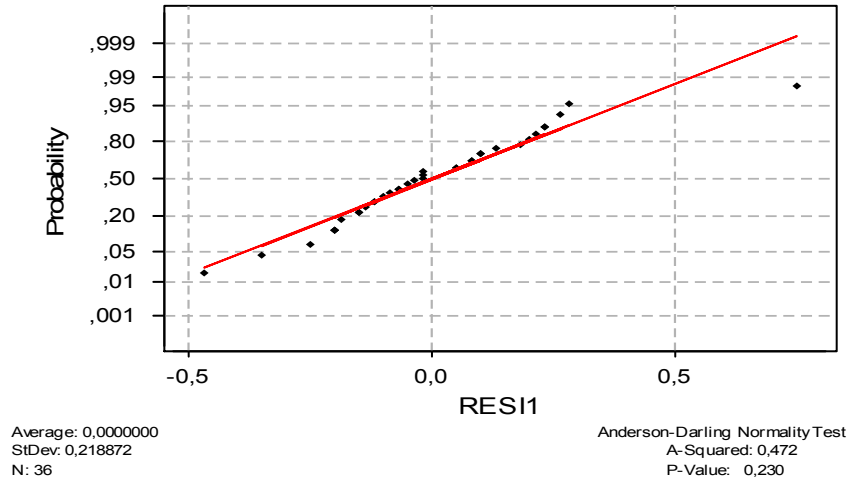
6.10.2. Tam faktörlü deney tasarımı analizi – UJ açısı

UJ açısı normalite dağılımı



Şekil 6.11: UJ açısının veri dağılımı (dağılım normal değil)

Residual'ların normalite dağılımı



Şekil 6.12: UJ açısı residuallarının veri dağılımı (dağılım normal)

Tablo 6.4: UJ açısı DoE ana faktörler tablosu – 1. deneme

Factor	Type	Levels	Values
Blocks	fixed	6	1 2 3 4 5 6
Hanger B	fixed	3	53,2 63,2 81,4
Loading	fixed	2	KERB GVM

Analysis of Variance for UJ, using Adjusted SS for Tests

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Blocks	5	5,353	5,353	1,071	15,96	0,000
Hanger B	2	73,005	73,005	36,503	544,27	0,000
Loading	1	93,444	93,444	93,444	1393,31	0,000
Hanger B*Loading	2	0,021	0,021	0,010	0,15	0,859
Error	25	1,677	1,677	0,067		
Total	35	173,500				

Unusual Observations for UJ

Obs	UJ	Fit	SE Fit	Residual	St Resid
9	181,900	182,367	0,143	-0,467	-2,16R
12	178,900	178,150	0,143	0,750	3,48R

R denotes an observation with a large standardized residual.

“unusual observations” tespit edilmiştir. Ancak Residualların dağılımı kontrol edilmiş ve residualler normal olarak tespit edilmiştir. Dolayısıyla DoE'ye devam edilebilir.

Askı yatağı ile Yüklemenin kombinasyonel etkisi için $P=0,859>0,05$ 'dir. Yani askı yatağı ve Yükleme koşullarının beraber etkileşimi UJ açısı üzerinde pek etkili değil.dir. Bu sebeple bu parametre DoE'den çıkartılabilir.

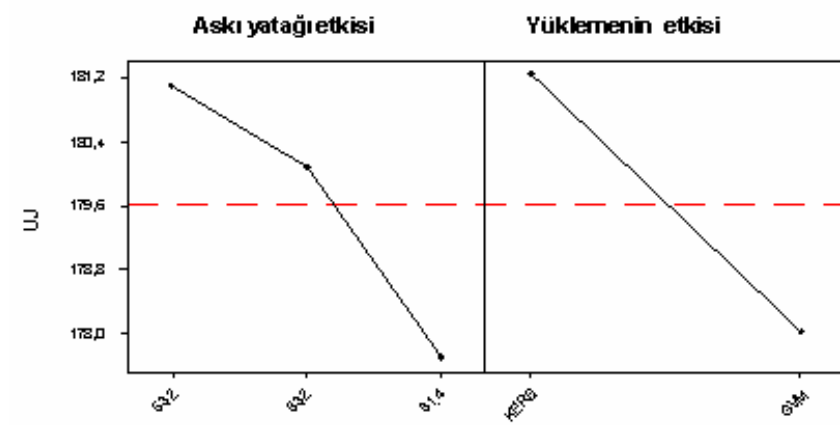
Tablo 6.5: UJ açısı DoE ana faktörler tablosu – 2. deneme

Factor	Type	Levels	Values
Blocks	fixed	6	1 2 3 4 5 6
Hanger B	fixed	3	53,2 63,2 81,4
Loading	fixed	2	KERB GVM

Analysis of Variance for UJ, using Adjusted SS for Tests

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Blocks	5	5,353	5,353	1,071	17,03	0,000
Hanger B	2	73,005	73,005	36,503	580,69	0,000
Loading	1	93,444	93,444	93,444	1486,55	0,000
Error	27	1,697	1,697	0,063		
Total	35	173,500				

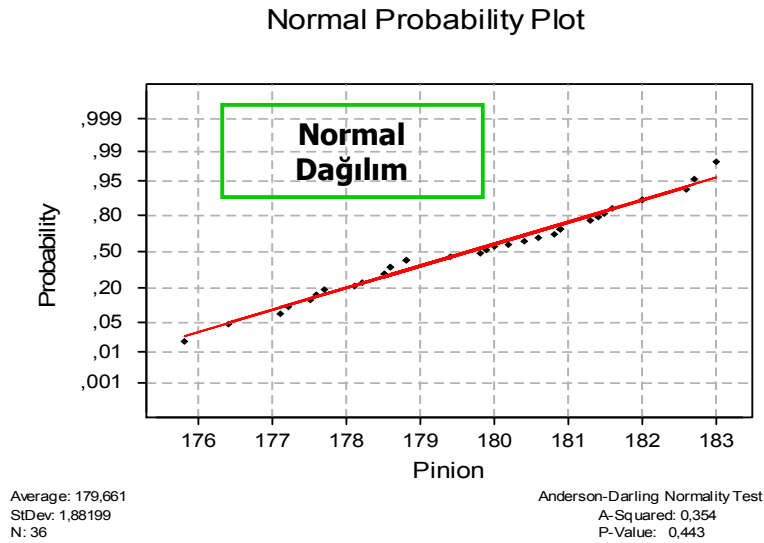
Askı yatağı yüksekliği için $P=0$ 'dır. DoE analizi UJ açısının kardan mili askı yatağı yüksekliğinden etkilendiğini ortaya koymaktadır. Yükleme koşulları da oldukça etkilidir.



Şekil 6.13: UJ açısını etkileyen faktörlerin askı yatağı ve yükleme koşullarına göre dağılımı

6.10.3. Tam faktörlü deney tasarımı analizi – Pinyon açısı

Alınan açı değerlerine göre dağılım normaldir. Dolayısıyla residualların dağılımın kontrolüne gerek yoktur.



Şekil 6.14: Pinyon açısının veri dağılımı (dağılım normal)

Tablo 6.6: Pinyon açısı DoE ana faktörler tablosu – 1. deneme

Factor	Type	Levels	Values
Blocks	fixed	6	1 2 3 4 5 6
Hanger B	fixed	3	53,2 63,2 81,4
Loading	fixed	2	KERB GVM

Analysis of Variance for Pinion, using Adjusted SS for Tests

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Blocks	5	23,719	23,719	4,744	196,20	0,000
Hanger B	2	17,984	17,984	8,992	371,91	0,000
Loading	1	81,601	81,601	81,601	3375,05	0,000
Hanger B*Loading	2	0,057	0,057	0,029	1,18	0,323
Error	25	0,604	0,604	0,024		
Total	35	123,966				

Askı yatağı ile Yüklemenin kombinasyonel etkisi için $P=0,323>0,05$ 'dir. Dolayısıyla askı yatağı ve yükleme koşullarının beraber etkileşimi pinyon açısı üzerinde pek etkili değildir denilebilir. Bu parametre DoE'den çıkartılarak program tekrar çalıştırılmıştır.

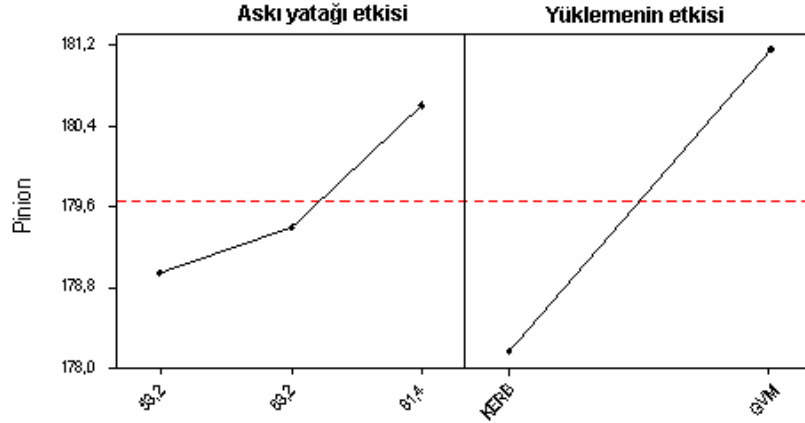
Tablo 6.7: Pinyon açısı DoE ana faktörler tablosu – 2. deneme

Factor	Type	Levels	Values
Blocks	fixed	6	1 2 3 4 5 6
Hanger B	fixed	3	53,2 63,2 81,4
Loading	fixed	2	KERB GVM

Analysis of Variance for Pinion, using Adjusted SS for Tests

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Blocks	5	23,719	23,719	4,744	193,57	0,000
Hanger B	2	17,984	17,984	8,992	366,93	0,000
Loading	1	81,601	81,601	81,601	3329,82	0,000
Error	27	0,662	0,662	0,025		
Total	35	123,966				

P=0'dır. DoE analizi pinyon Açısının kardan mili askı yatağı yüksekliğinden etkilendiğini ortaya koymaktadır. Yükleme durumu da etkilidir.



6.11. Regresyon Analizi

DoE Analizi "Askı yatağı yüksekliği" ana faktör olarak tespit edilmiştir. Bu analiz yöntemi kullanarak ve MINITAB yardımıyla aşağıdaki şekilde bir ampirik formülasyona ulaşılmıştır. Yani sadece askı yatağı yüksekliği ile oynayarak tüm açılımları istenilen değerlere getirmek mümkün olmaktadır. Diğer etken olan yükleme ise kontrolümüz dışında bir parametre olduğundan yani müşteri istediği kadar yükleme yapabileceğinden Regresyon analizi dışında tutulmuştur.

Tablo 6.8: Regresyon analizi tablosu ve ampirik formül

Regression Analysis: UJ versus Hanger Bracket Height

The regression equation is
 $UJ = 188 - 0,122 \text{ Hanger Bracket Height}$

Predictor	Coef	SE Coef	T	P
Constant	187,662	1,646	114,04	0,000
Hanger B	-0,12178	0,02458	-4,95	0,000

S = 1,721 R-Sq = 41,9% R-Sq(adj) = 40,2%

Analysis of Variance

Source	DF	SS	MS	F	P
Regression	1	72,751	72,751	24,55	0,000
Residual Error	34	100,749	2,963		
Total	35	173,500			

İdeal bir kardan mili NVH'i için UJ açısı 180 derecelik bir açığa sahip olmalıdır. Bu durumda UJ açısı yerine 180 derece konularak olması gereken Askı yatağı yüksekliği hesaplanabilmektedir.

$$180=188-0,122 \times h_y \quad (6.1)$$

Formülünden optimum Askı yatağı yüksekliği 65,57mm olarak hesaplanmıştır. Elimizde bulunan parça numaraları bazında bir araştırma yaptığımızda aşağıdaki Tablo.6.6 elde edilmiştir.

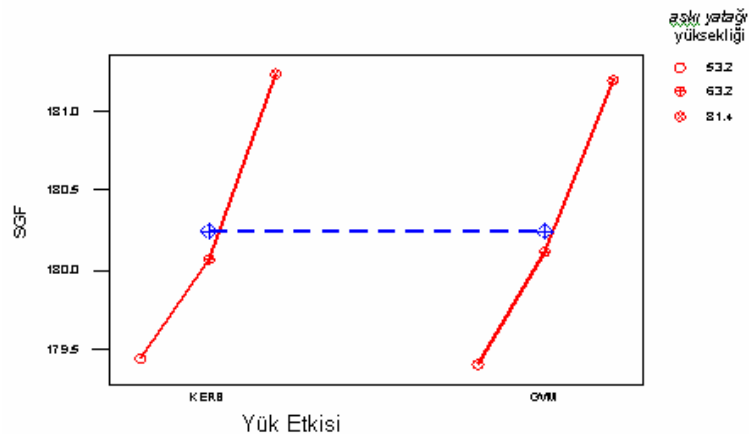
Tablo 6.9: Askı yatağı yükseklik değerleri

Askı yatağı parça no	Yükselik (mm)
YC15-4K007-CD	81,4
YC15-4K007-BE	53,2
YC15-4K007-HA	63,2

Ampirik formüle göre elde edilen 65,57mm ye en yakın askı yatağı yüksekliği 63,2mm olarak tespit edilmiştir. Ve doğrulamada bu askı yatağı yüksekliğinden yararlanılacaktır.

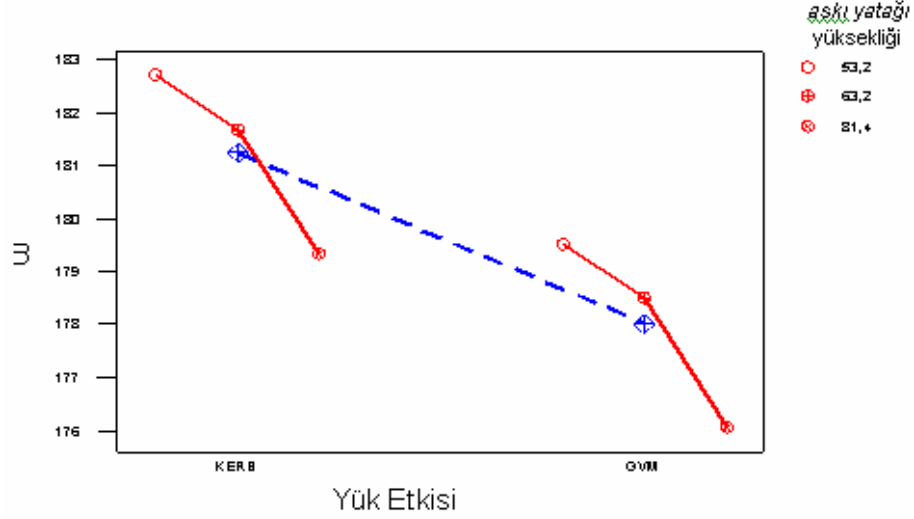
6.12. Çoklu Varyasyon Değerlendirmesi

SGF açısı için askı yatağı yüksekliklerine bağlı olarak yük etkisinin SGF açısı üzerindeki etkisi Şekil 6.15'de görülmektedir. SGF açısı askı yatağı yükseklik değişiminden etkilenmekte ancak yük değişiminden etkilenmemektedir.



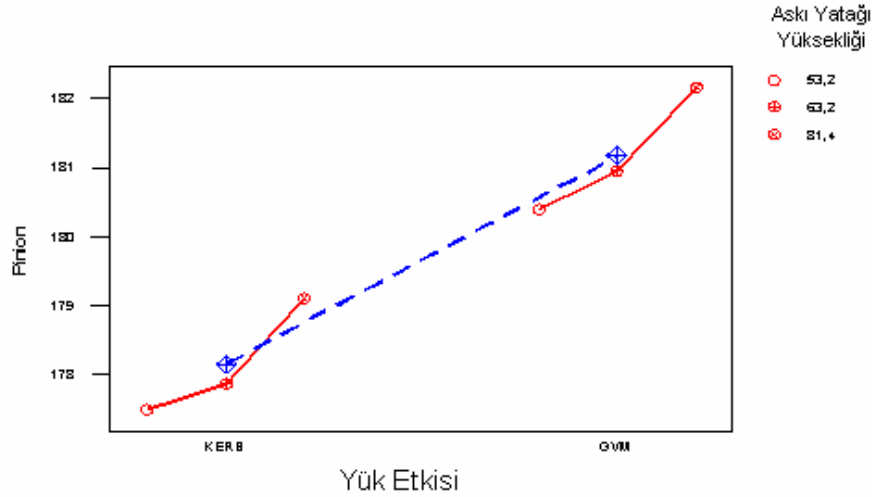
Şekil 6.16: Çoklu Varyasyon değerlendirme SGF Açısı – askı yatağı ve yükleme etkisi

UJ açısı için askı yatağı yüksekliklerine bağlı olarak yük etkisinin UJ açısı üzerindeki etkisi Şekil 6.16'de görülmektedir. UJ açısı hem askı yatağı yükseklik değişiminden hem de yük değişiminden etkilenmemektedir.



Şekil 6.17: Çoklu Varyasyon değerlendirilmesi UJ açısı – askı yatağı ve yükleme etkisi

Pinyon açısı için askı yatağı yüksekliklerine bağlı olarak yük etkisinin pinyon açısı üzerindeki etkisi Şekil 6.17'de görülmektedir. Pinyon açısı hem askı yatağı yükseklik değişiminden hem de yük değişiminden etkilenmemektedir.



Şekil 6.18: Çoklu Varyasyon değerlendirilmesi pinyon açısı – askı yatağı ve yükleme etkisi

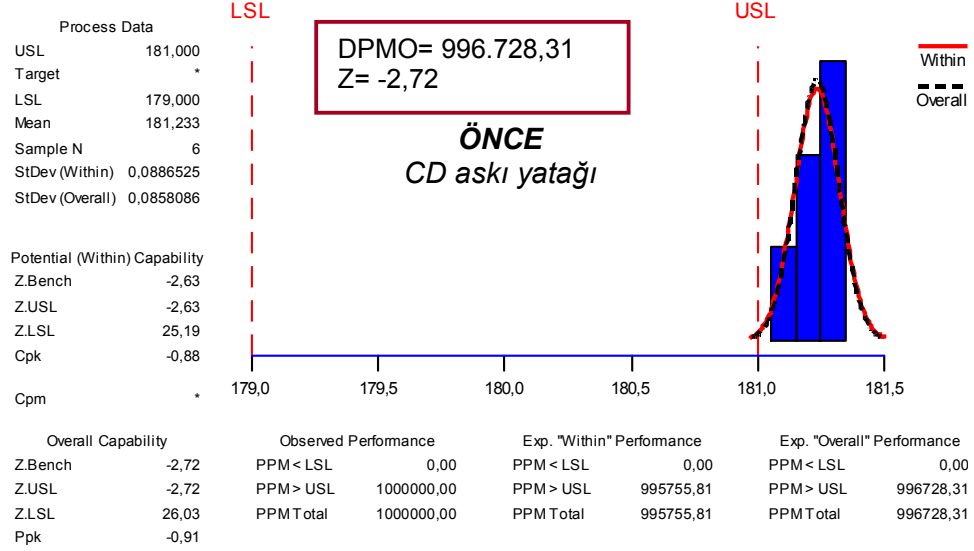
Tablolar Grafikler göstermektedir ki,

- HA(63,2mm yüksekliğindeki) seviye yatak optimum açısı elde edilmesini sağlamaktadır.
- SGF açısı yükleme koşullarından pek etkilenmemektedir.

6.13. DPM Değeri – Önce ve Sonra

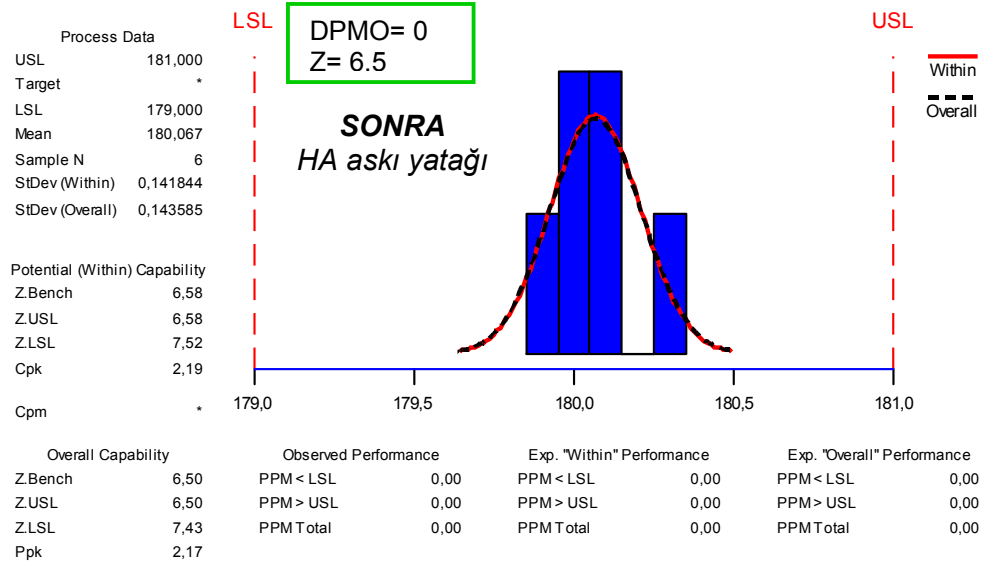
6.13.1. DPM – SGF Açısı – iyileştirme öncesi ve sonrası - araç boş halde

Proses Yetenek Analizi – KERB – SGF Açısı (önce)



Şekil 6.19: SGF açısı yetenek analizi – araç boş halde - önceki durum

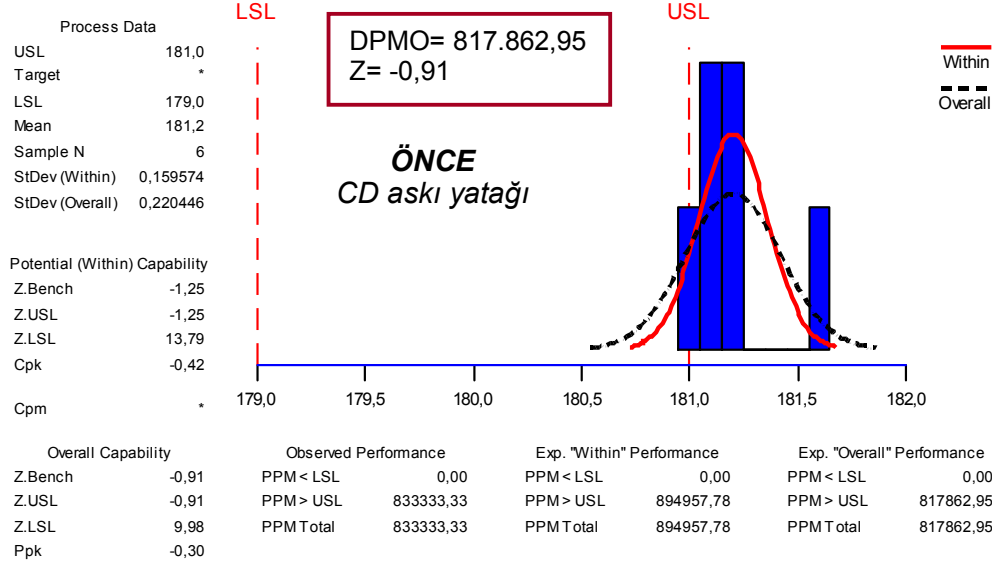
Proses Yetenek Analizi – KERB – SGF Açısı (sonra)



Şekil 6.20: SGF açısı yetenek analizi – araç boş halde - sonraki durum

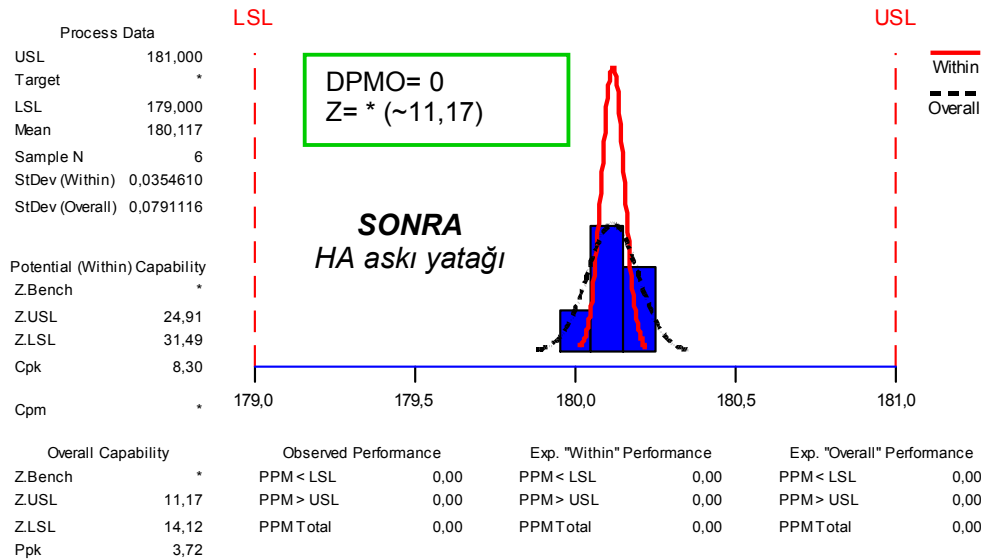
6.13.2. DPM – SGF Açısı – iyileştirme öncesi ve sonrası - araç yüklü halde

Proses Yetenek Analizi – GVM – SGF Açısı (önce)



Şekil 6.21: SGF açısı yetenek analizi – araç yüklü halde - önceki durum

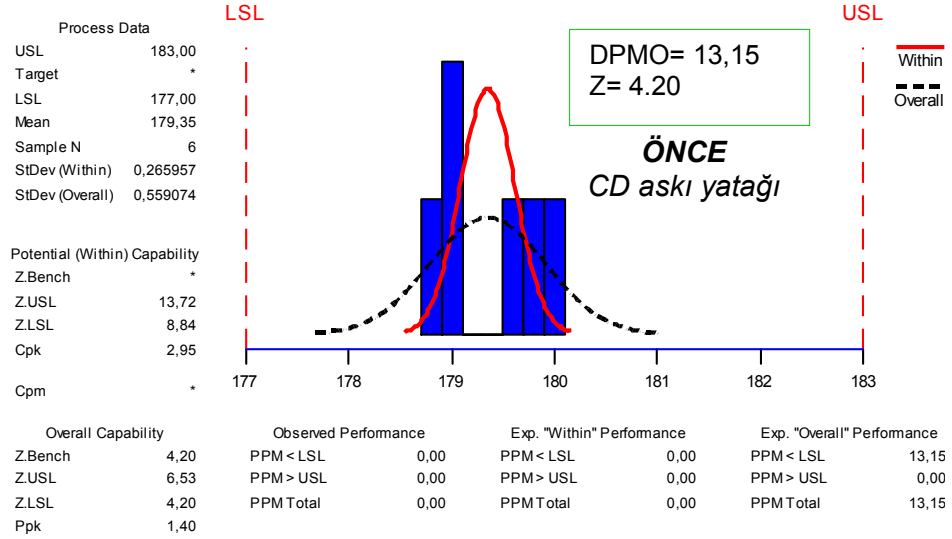
Proses Yetenek Analizi – GVM – SGF Açısı (sonra)



Şekil 6.22: SGF açısı yetenek analizi – araç yüklü halde - sonraki durum

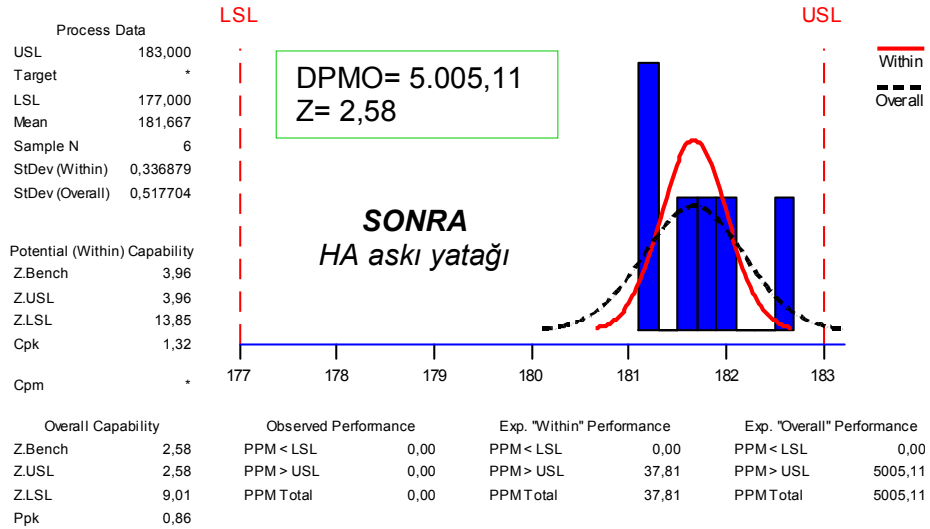
6.13.3. DPM – UJ Açısı – iyileştirme öncesi ve sonrası - araç boş halde

Proses Yetenek Analizi – KERB – UJ açısı (önce)



Şekil 6.23: UJ açısı yetenek analizi – araç boş halde - önceki durum

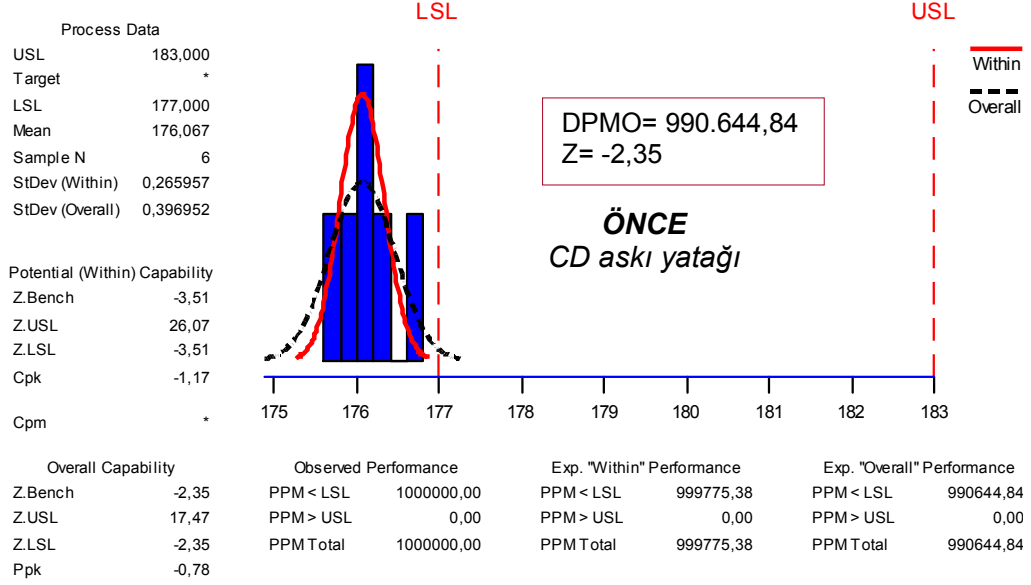
Proses Yetenek Analizi – KERB – UJ Açısı



Şekil 6.24: UJ açısı yetenek analizi – araç boş halde - sonraki durum

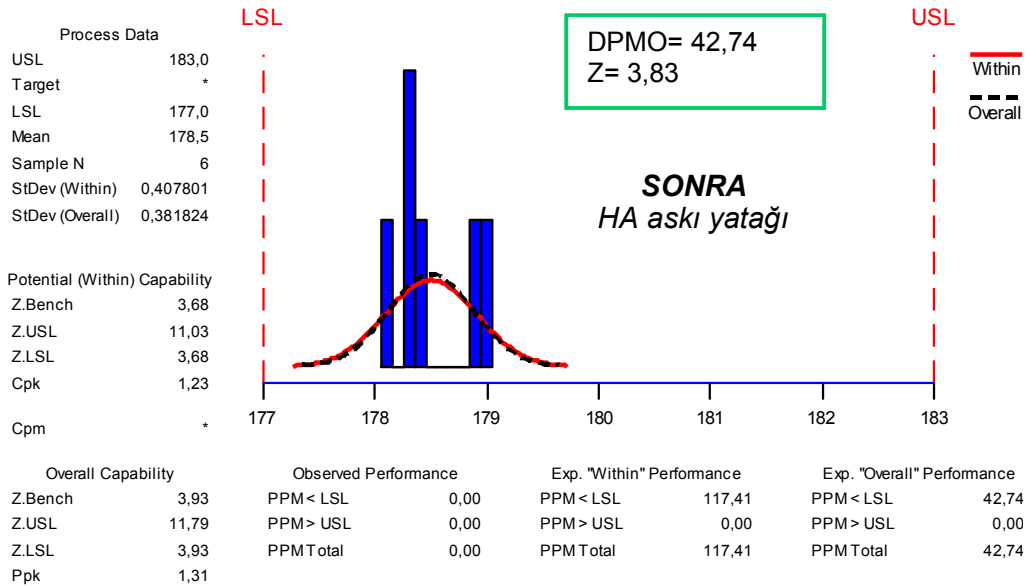
6.13.4. DPM – UJ Açısı – iyileştirme öncesi ve sonrası - araç yüklü halde

Proses Yetenek Analizi – GVM – UJ Açısı



Şekil 6.25: UJ açısı yetenek analizi – araç yüklü halde - önceki durum

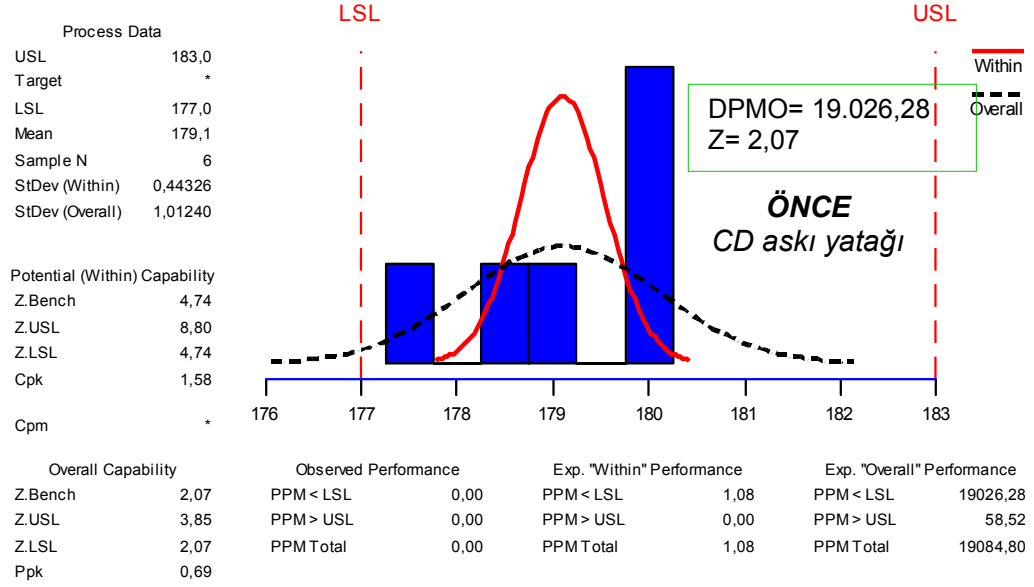
Proses Yetenek Analizi – GVM – UJ Açısı



Şekil 6.26: UJ açısı yetenek analizi – araç yüklü halde - sonraki durum

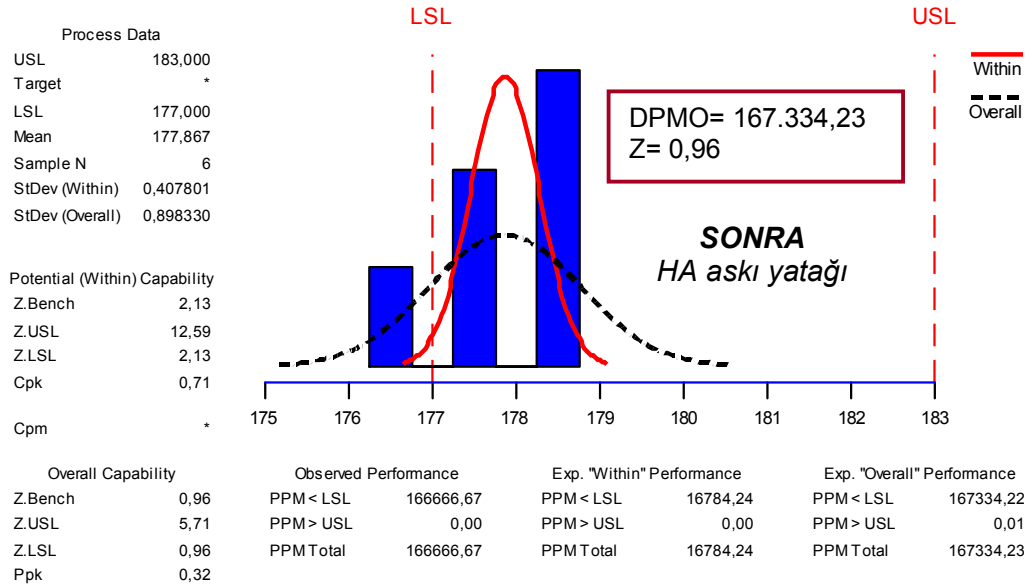
6.13.5. DPM – Pinyon Açısı – iyileştirme öncesi ve sonrası - araç boş halde

Proses Yetenek Analizi – KERB – Pinyon Açısı



Şekil 6.27: Pinyon açısı yetenek analizi – araç boş halde - önceki durum

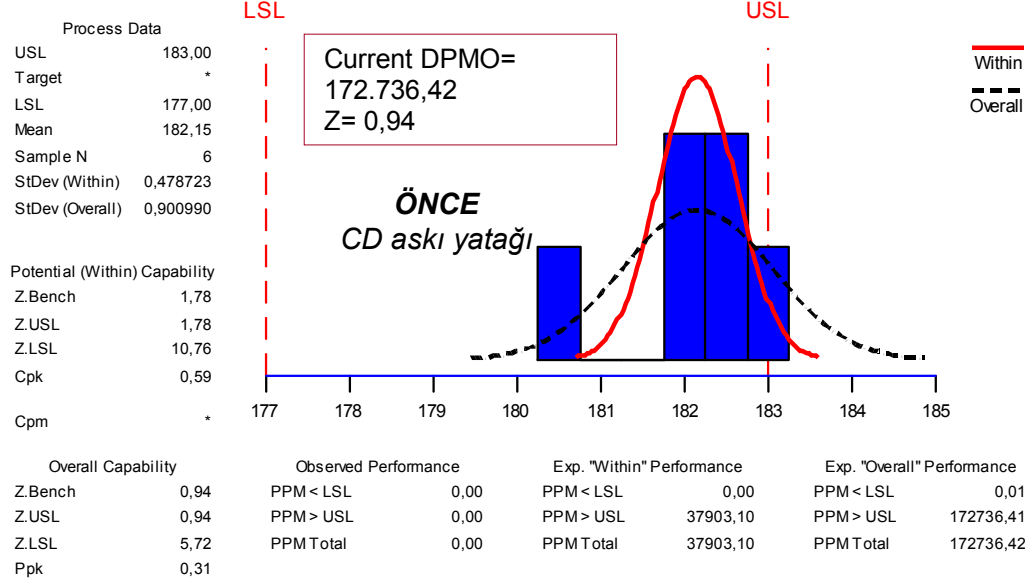
Proses Yetenek Analizi – KERB – Pinyon Açısı



Şekil 6.28: Pinyon açısı yetenek analizi – araç boş halde - sonraki durum

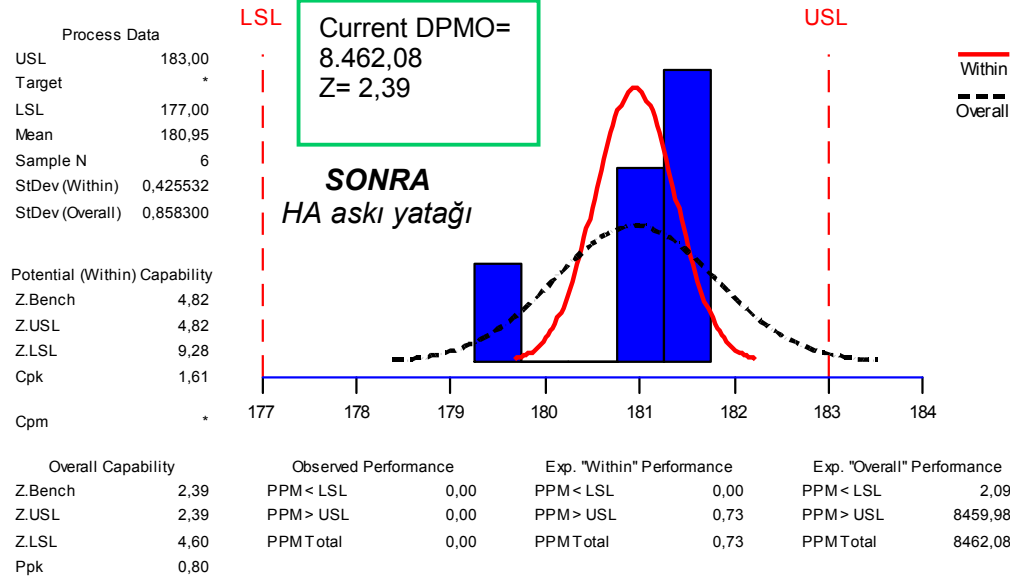
6.13.6. DPM – Pinyon Açısı – iyileştirme öncesi ve sonrası - araç yüklü halde

Proses Yetenek Analizi – GVM – Pinyon Açısı



Şekil 6.29: Pinyon açısı yetenek analizi – araç yüklü halde - önceki durum

Proses Yetenek Analizi – GVM – Pinyon Açısı



Şekil 6.30: Pinyon açısı yetenek analizi – araç yüklü halde - sonraki durum

6.14. DPM – Özet Tablo ve DoE’den çıkarılan sonuç

Hesaplanan DPM değerleri Tablo 11.de özetlenmektedir.

Tablo 6.10: DoE özet tablo

Askı Braketi		SGF [A]		UJ [B]		Pinyon [C]		
Parça No	Yükseklik	Yüksüz	YÜKLÜ	Yüksüz	YÜKLÜ	Yüksüz	YÜKLÜ	
ÖNCE	YC15-4K007-CD	81,4	996.728,31	817.862,95	13,15	990.644,84	19.026,28	172.736,42
SONRA	YC15-4K007-HA	63,2	0	0	5.005,11	42,74	167.334,23	8.462,0€

Sonuç:

- Subjektif değerlendirmede, HA seviye askı yatağı ile yapılan testlerde kardan mili gürültüsüne rastlanmamış ve araçtaki ses seviyesi 8.0 VER olarak tespit edilmiştir.
- Kardan mili askı yatağı için yüksekliği 81,4 mm’den yüksekliği 63,2 mm olan askı yatağına geçiş yapılmıştır.
- DoE(Deneysel Tasarım) metodu ve Subjektif araç sürüşleriyle ortaya konan iyileştirmenin arkasında yatan gerçeğin “Objektif Data” ile ortaya konması.

6.15. Sonuç - DoE Öncesi ve Sonrası

Aynı araçlar kardan mili açılarının en optimum değerini veren askı yatağı ile subjektif değerlendirme yapılarak şu sonuçlara verilmiştir;

- Yeni yatak sonrası VER notları ciddi şekilde iyileşmiştir. 8 VER’den aşağıda notlama yoktur.
- Hiç bir araç Kardan Mili Uğultu problemi sebebiyle artık şikayet edilmemektedir.

Bu kısma kadar yapılan ölçümler ve değerlendirilmeler, subjektif değerlendirme ile ilgiliydi. Sonraki adımımız ise subjektif verilerle ortaya konan iyileştirmenin objektif verilerle de desteklenip desteklenemeyeceğidir.

7. OBJEKTİF DEĞERLENDİRME

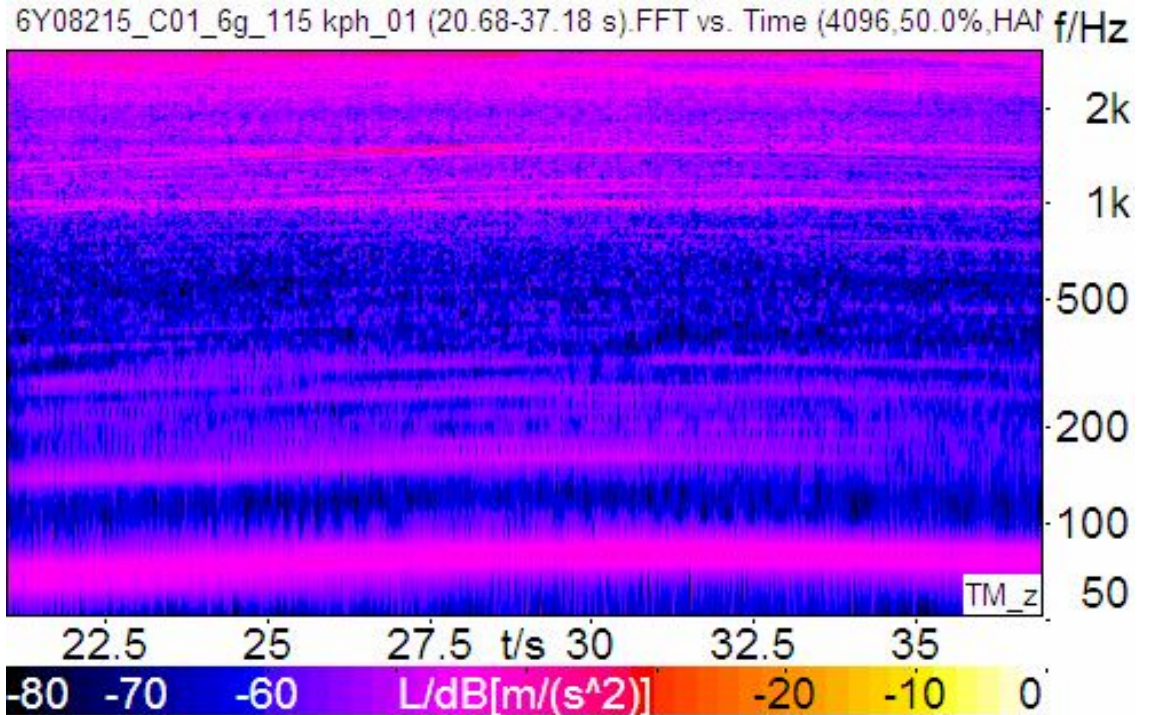
Kardan mili uğultu probleminin tespit edildiği araç ivmeölçer ve mikrofonlar ile aşağıda fotoğraflarda görüldüğü ve 5.2.2.1. ve 5.2.2.2.de açıklandığı gibi enstrümante edildikten sonra objektif veri toplanmıştır.

7.1. Şanzıman Gövdesi



Şekil 7.1: Şanzıman gövdesine monte edilen ivmeölçer

Tablo 7.1: 115 km/h hızda şanzıman gövdesinden kaydedilen ses spektrumu

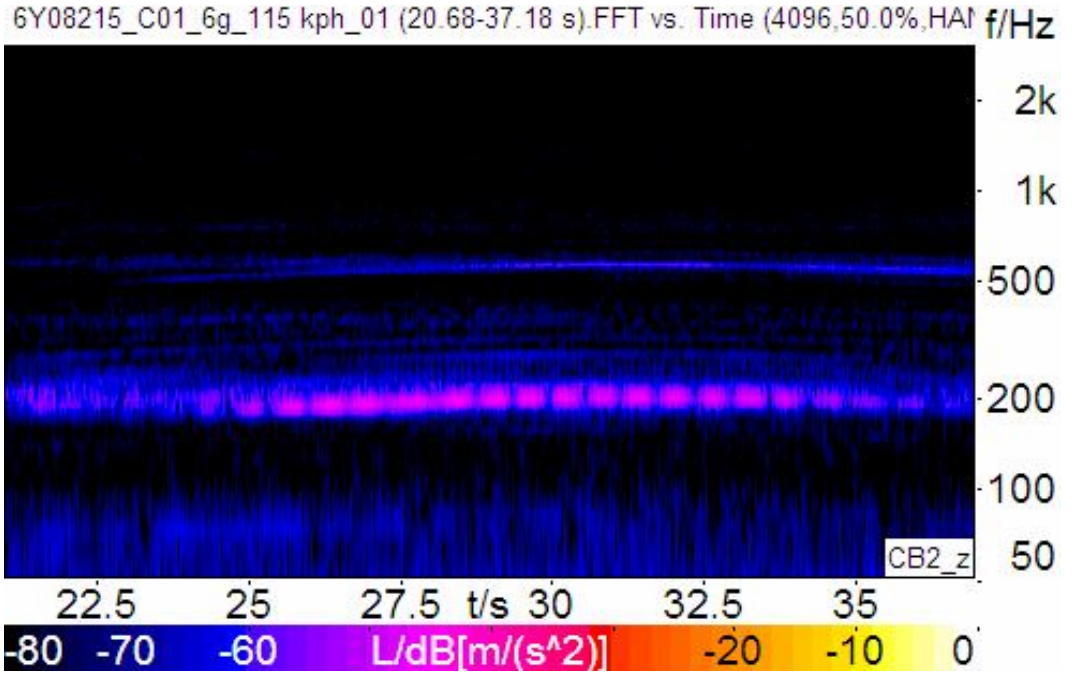


7.2. Merkez Rulman



Şekil 7.2: Merkez rulmana monte edilen ivmeölçer

Tablo 7.2: 115 km/h hızda merkez rulmandan kaydedilen ölçülen ses spektrumu

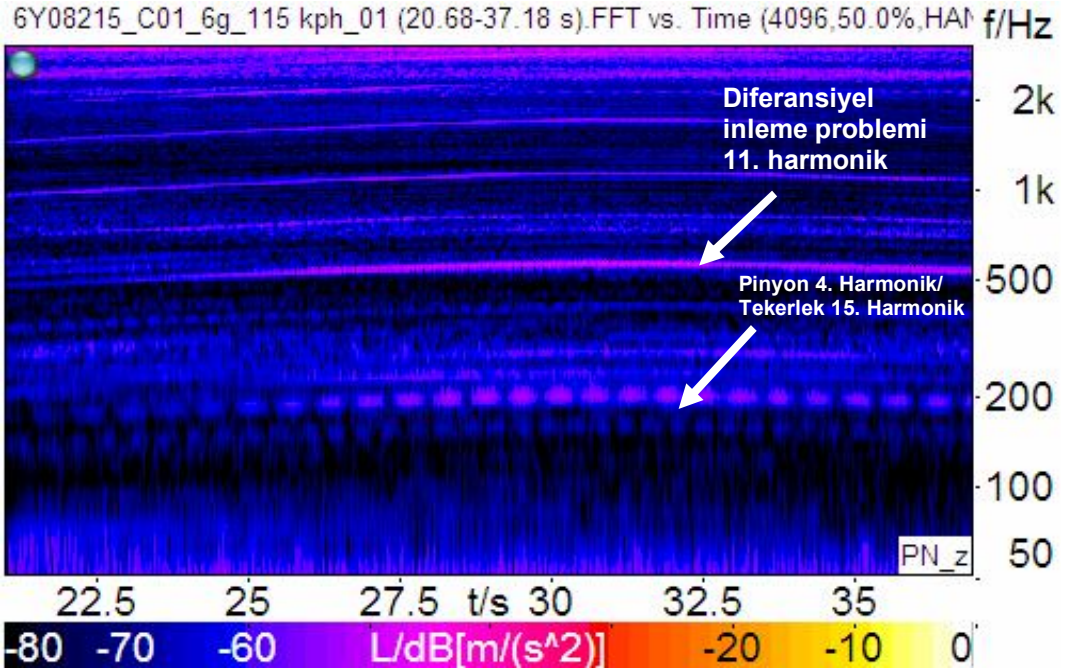


7.3. Pinyon Dişlisi



Şekil 7.3: Diferansiyel Üzerinde pinyon dişli kısmına monte edilen ivmeölçer

Tablo 7.3: 115 km/h hızda pinyon dişlisinden kaydedilen ölçülen ses spektrumu



7.4. Kardan Mili

Uğultu probleminin kardan mili 2. harmonik'inden kaynaklanacağı daha önce belirtilmişti. Kardan mili açılarında üst ve alt tolerans limitlerinde sapmanın etkisinin bu uğultuya sebep olacağı da vurgulanmıştı. Bölüm 5.2.8.'de verilen formüllerden uğultu probleminin 115 km/h saatte oluştuğu bilindiğinden, lastik ebadı 16 inç ve son dişli oranı 5,88 olduğundan kritik frekans değeri ;

630,25 Dönüş Sayısı / Mil= 394 Dönüş Sayısı / km.

115 km/h = (RPM)_t / 394 x 60 => (RPM)_t=755,17 olarak hesaplanır.

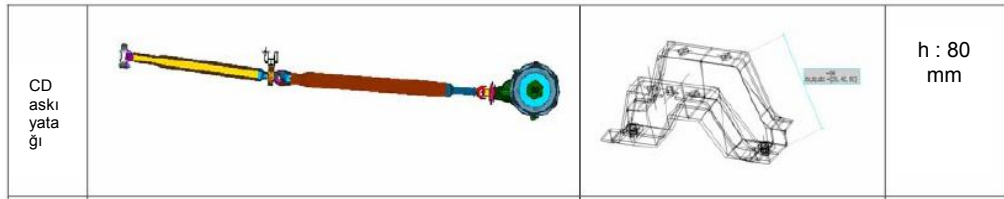
755,17 = (RPM)_{km} / D_o

(RPM)_{km} = 755,17 x D_o =755,17 x 5,88 = 4440,38 olarak bulunur.

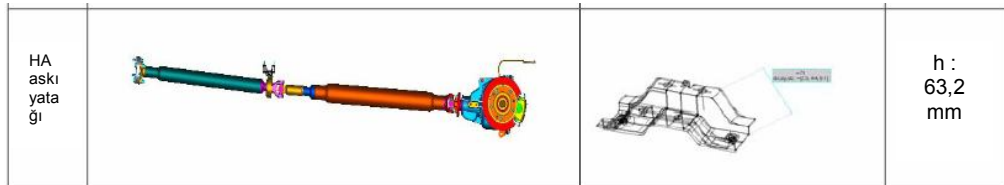
f = 4440,38 / 60 x n. harmonik ise f = 4440,38 / 60x2= 148,13 Hz

Kritik frekans f = 148,13 hz olarak hesaplanır. Bu frekans, takip eden kısımlarda görülecek veri grafiklerinde de kardan mili uğultu sesinin olduğu kritik frekans olarak da açık kendini göstermektedir. Yani hesapla elde edilen frekans değeri araç üzerinden toplanan veri grafikleri ile de doğrulanmış olmaktadır.

Araç üzerinden veri toplarken kullanılan askı yatağının şematik gösterimleri ve yükseklik değerleri Şekil 7.4 ve Şekil 7.5'de görülmektedir.



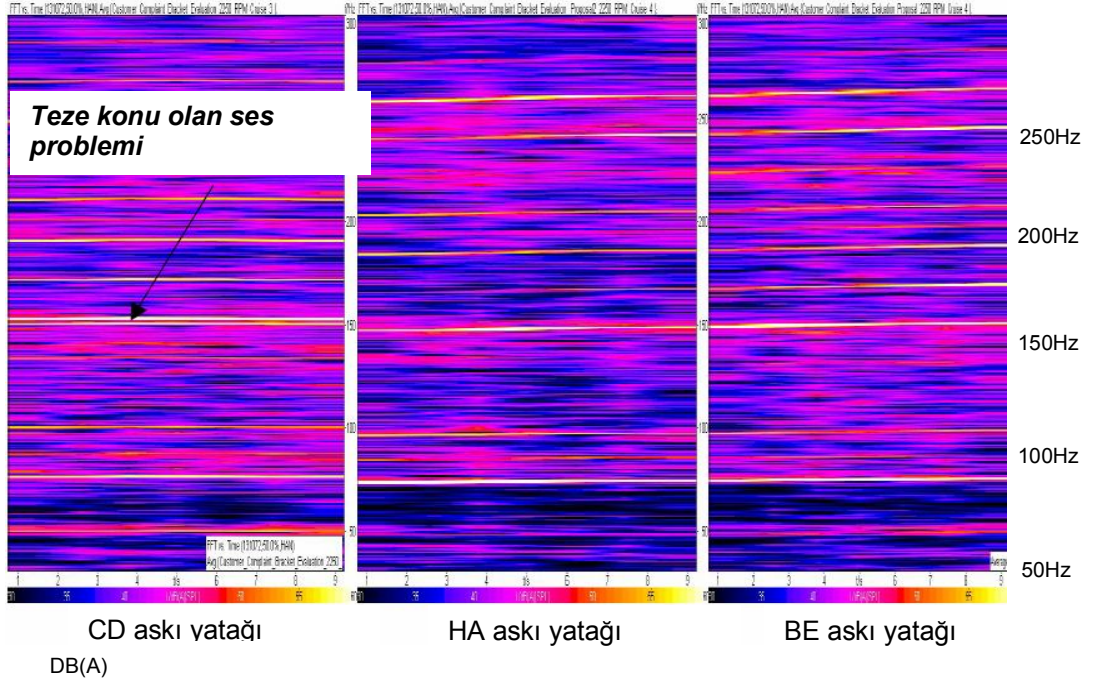
Şekil 7.4: İyileştirme öncesi kullanılan askı yatağı bilgileri



Şekil 7.5: İyileştirme sonrası kullanılan askı yatağı bilgileri

Tablo 7.4 ise 150hz'lik kritik frekans değerinde değişik askı yatağı yüksekliklerindeki akustik kayıtları göstermektedir. Renkler koyulaştıkça ses seviyesi azalmaktadır. En az ses seviyesinin deney tasarımında elde edilen iyileştirmeye paralel olarak HA yani 63,2mm'lik askı yatağı ile elde edildiği görülmektedir.

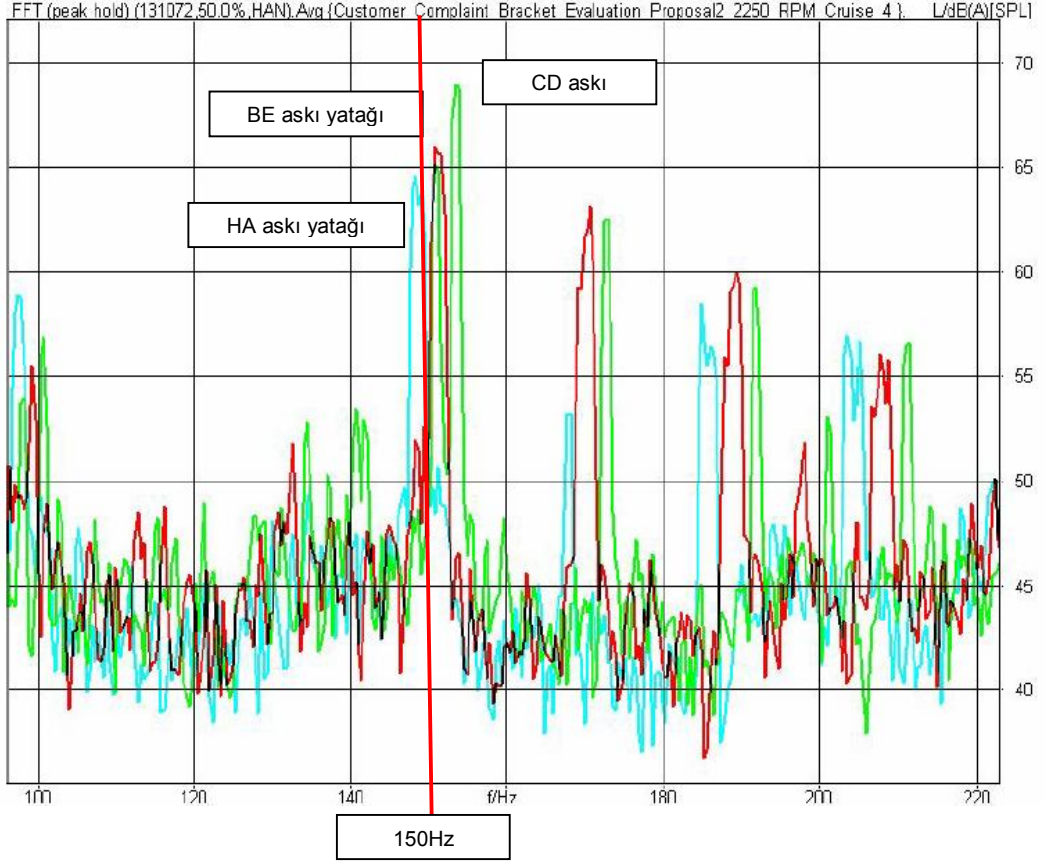
Tablo 7.4: İyileştirme öncesi ve sonrası objektif veri tabloları



Tablo 7.5'den de görüleceği gibi 63,2 mm yüksekliğindeki askı yatağının kardan mili uğultu sesini kritik frekans değerinde(150Hz), 5 dB(A) iyileştirdiğini ve sesin müşteri tarafından algılamayacak seviyeye indirildiğini göstermektedir. Çünkü ticari araçlarda ses seviyesi hedefi kardan mili için maksimum 65dB(A) olarak belirlenmiştir. Ayrıca Tablo 7.5'de çözüm salayan askı yatağının sadece 150Hz de değil neredeyse tüm frekanslarda uğultu seviyesini iyileştirdiğini de göstermektedir.

Bu sonuç aynı zamanda subjektif değerlendirmeden elde edilen sonuç ile örtüşmektedir.

Tablo 7.5: FFT arafiği – tđm seviyeler avnı tabloda toplanmıstır



8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

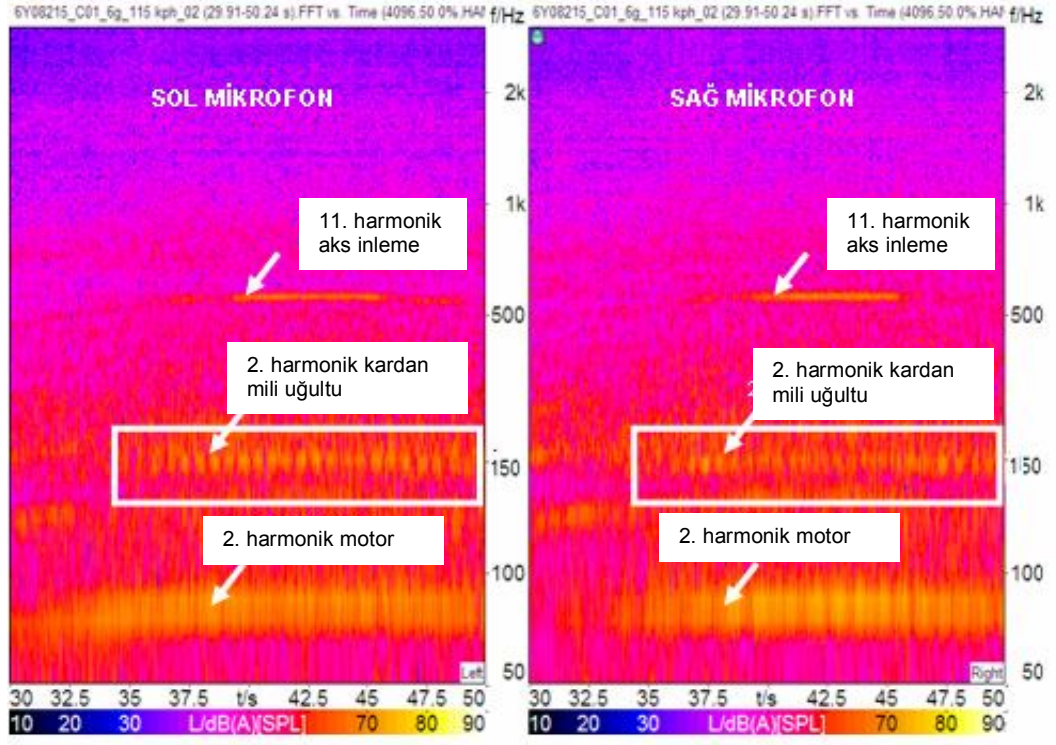
Kardan mili titreşimi bütün aracın ses kalitesini etkileyen NVH kaynaklarından en önemlilerinden biridir. Dolayısıyla tasarım aşamasında kardan milinin tasarımı hesaba katılmalıdır. Bu çalışma göstermiştir ki, 1nci harmonik'de etkili kardan mili salgı probleminin yanısıra 2.ci harmonik'de etkileyen kardan mili açılarının da NVH açısından önemi çok büyüktür. Çalışma ayrıca şunu da ortaya koymuştur ki, eğitimli ekip tarafından yapılan subjektif değerlendirme ile kardan mili uğultu problemi tespit edilebilmekte, deneysel analiz metotları ile de problem kolay ve çok ucuz yöntemler ile çözülebilmektedir.

Bu sebeple bu çalışmanın çıktıları tasarım ekibi ile paylaşılmış olup, kardan mili uğultu değerlendirmesi tasarım doğrulama planına ve tasarım FMEA'ya eklenmiştir.

Objektif Analiz ise aracın Aktarma Organları NVH'i açısından halen çalışılması gereken noktalar olduğunu ortaya koymuştur. 500hz. 11.nci harmonik'da dingil inleme problemi; 75Hz civarında düşük hız gümbürdeme problemleri de mevcuttur.

NVH ve proje ekiplerinin bu problemlerin çözümüne yönelik de çalışma yapmaları gerekmektedir.

Tablo 8.1: Araç üzerinde kayıtlı diğer sesler



KAYNAKLAR

- [1] Erjavec, Jack., "Automotive Technology, A System Approach", 4th Edition, **ASE NATEF**, 65-67, (2004)
- [2] Hillier, V.A.W., Coombes, Peter., "Hillier's Fundamentals of Motor Vehicle Technology", 5th Edition, **Institute of the Motor Industry(IMI)**, 261-264, (2004)
- [3] Ford Motor Company, 2002, "Vehicle NVH Dept. Local Procedure – VEHNVH - CP4", Ford Motor Company Internal Document, http://www.nvh.ford.com/t530/library/procedures/pt/lp_/pt_c.html (**Ziyaret tarihi: 18 Ocak 2008**)
- [4] Ford Motor Company., "Vehicle NVH Test Procedure – VNVHTP-C20", Corporate Engineering Test Procedure CETP: 00.00-R-496, **Ford Motor Company**, 1-2, (2002)
- [5] Heinrichs,Ralf., "Sound Quality & Design & System NVH", **Ford Werke AG Köln Almanya NVH semineri**, 1-20, 5-8 Mayıs (2005)
- [6] Rao, Singiresu S., "Mechanical Vibrations, ISBN 0-201-06550-9", **Addition-Weshley Publishing Company**, 7-11, (1986)
- [7] Krodkiewski, J.M., "Mechanics 4" "Unit 2 Mechanical Vibrations", **The University of Melbourne**, Department of Mechanical 6 Manufacturing Engineering, 150-158, (2006)
- [8] Mobley, R. Keith., "Vibration Fundamentals", **Newnes, Butterworth-Heineman**, 13-21, (1999)
- [9] Ford Motor Company., "Driveline Compact Modeling", Corporate Engineering Test Procedure CETP: 05.00-C-414, **Ford Motor Company**, 5-21, (2001)
- [10] Ford Motor Company., "Axle and Driveline System Gear Noise Testing" Corporate Engineering Test Procedure CETP: 05.00-L-400, **Ford Motor Company**, 14-148, (2005)
- [11] Ford Motor Company., "Ford brands Strategy Vehicle Evaluation Rating Procedure". Corporate Engineering Test Procedure CETP: 00.00-R-201, **Ford Motor Company**, 1, (2004)
- [12] Ford Motor Company., "Transmission and Drive Axle Gea Noise Evaluation test", Corporate Engineering Test Procedure CETP: 00.00-R-207, **Ford Motor Company**, 1-3, (1996)
- [13] Ford Motor Company., "Vehicle Sensitivity to Driveshaft Induced Issues" ,Corporate Engineering Test Procedure CETP: 00.00-L-456, **Ford Motor Company**, 22-23, (2001)

[14] Ford Motor Company., "Fuctional Attributes Rating of Vehicles", Corporote Engineering Test Procedure CETP: 00.00-R-202, **Ford Motor Company**, 56-58, (2004)

[15] Ford Motor Company., "Consumer Driven 6 Sigma Fundamentals", **Six Sigma Academy**, (2001)

[16] Torrezan. Richard Costa., Fraga, Allessandro., "Light Truck Drive Shafts NVH Analysis and Development Using 6 Sigma Tools", **SAE 2002-01-3409**, Congress 2002 SAE Brasil., 11th International Mobility Technology Congress Sao Paulo Brasil 19-21 Kasım (2004)

EKLER

Müşteri Odaklı 6 Sigma

Müşteri odaklı 6-Sigma", herhangi bir iş kolundaki değişkenliği azaltarak müşteri ve hissedar memnuniyetini arttıran bir yöntemdir. Müşteri odaklı 6-Sigma'yı daha iyi anladıkça, 6-Sigma yöntemlerinin aslında gündelik işlemlerimizde kullanımının ne kadar uygulanabilir olduğunu anlamak okadar kolay olmaktadır. 6-Sigma yöntemlerini uygulamasında, süreçler hızlanmakta ve diğer iyileştirme fırsatları ortaya çıkmaktadır.

6-Sigma terimi aslında matematiksel bir temele dayanır. Sizin de bilebileceğiniz gibi, istatistik bir Yunan harfi olan sigma (σ) ya da (Z) yi kullanmakta ve standart sapmayı temsil etmektedir. 6-Sigma seviyesinde çalışan bir süreç performansı optimum değerden sadece çok küçük farklarla sapmaktadır. Diğer bir deyişle, 6-Sigma seviyesindeki bir süreç neredeyse hiç hatalı parça üretmez. Yani 6-Sigma metodolojisini takip etmek çalışanlara müşteri memnuniyetini en üst düzeyde sağlayan hatasız ürünün tasarımına ve üretimine yardımcı olmaktadır.

Ürün ve Süreç performansını arttırmak, 6-Sigma'nın bütünsel amacıdır.

Hedef olarak 6-Sigma

En basit anlamda 6-Sigma, bir performans hedefidir. Ayrıca 6-Sigma bir prosesin performansını ölçmeye yarayan bir yöntemdir. 6-Sigma yöntemi ile;

- Hatalar azaltılır
- Çıktılar iyileştirilir
- Müşteri memnuniyeti artırılır
- Hissedar gelirleri artar

Tarihçe

1980 yılların başında, Motorola diğer üreticilerle çok ciddi bir yarış içindeydi. Pazarda rekabetçi durumunu koruyabilmek için kalite programlarını iyileştirme ve

özellikle performansı analiz etmek için bir yöntem gereksinimi duymaktaydı. Ve sonunda 6-Sigma yönteminin ilk adımları atıldı. Sonraları Motorola 6-Sigma yöntemini geliştirerek şu anda kullanılan hali almasını sağladı. 6-Sigma'nın bu başarısı kısa sürede diğer firmaları da cesaretlendirerek benzer yöntemleri benimsemesini sağladı.

6-Sigma Yöntemleri

İki adet 6-Sigma yaklaşımından söz etmek mümkündür. DMAIC ve DCOV.

DMAIC

Bir süreçteki hataları azaltmaya yönelik uygulanan bir sistemdir. DMAIC'te her bir harfin ne anlama geldiğine bir göz atalım;

- Tanımlama, bir problem tanımlanır ve potansiyel 6-Sigma proje kapsamı belirlenir.
- Ölçme, mevcut proses verisi hesaplanır.
- Analiz, Veri hata kaynağını tespit etmeye yönelik analiz edilir ve proseste hatanın nasıl elimine edileceği araştırılır.
- İyileştirme, seçilen proses iyileştirici yöntem uygulamaya geçilir.
- Kontrol, İyileştirme sonrası performans gözlemlenir ve kontrol edilir.

DCOV

Müşteri tarafından beklenen seviyede ya da üzerinde bir performans sağlayacak Tasarım ve Ürünlerin elde edilmesini sağlamaya yönelik kullanılan bir metottur. DCOV, 6 Sigma için tasarım adıyla uygulanmaktadır. Bu yöntem temelde uygulanan tasarım sürecinin zenginleştirilmesi ile elde edilmiştir. Amacı, müşteri gereklilikleri ile üretim proses performansı arasında bir bağlantı kurarak tasarım yapmayı amaçlar. Aşamalarına gelince;

- Tanımlama, ürün ve/veya proses karakteristiği olarak belirlenmiş müşteri gereklilikleri ve istekleri.
- Karakterize etme, Ürün ve üretim prosesi tasarım konseptlerinin oluşturulması ve seçilmesi.
- Optimizasyon, Ürün ve üretim prosesinin robüst ve güvenilir olacak şekilde tasarlanması
- Doğrulama, Yeni ürün ve prosesin beklenen seviyede performans vermesinin teyit edilmesi.

DMAIC ve DCOV'un üst seviye tanımlamaları aslında oldukça benzerdir. Bu sebeple her ikisinde de benzer analiz yöntemleri kullanılır ve birbirinin arasında geçiş yapmak mümkündür.

Sigma değeri(PPM ya da DPM)

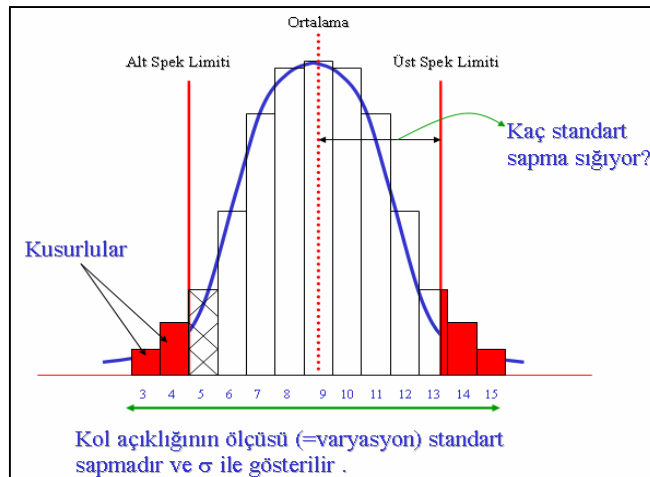
Sigma değerine karşılık Milyonda hata adedi aşağıdaki tabloda(Tablo 9.1) görülmektedir. Bu durumda 6-Sigma ile çalışan bir prosesin, bir milyon parçada sadece 3,4 adet hatalı parça üretme olasılığı var anlamına gelmektedir.

Tablo A1: Sigma değerine karşılık PPM & DPM(milyon parçada hata adedi)

Sigma Değeri	PPM or DPM
2	308,537
3	66,807
4	6,210
5	233
6	3.4

6-Sigma yönteminde performans görsel olarak Çan Eğrisi olarak adlandırılan grafikler ile yapılmaktadır. Bu grafikte referans değer(yani nominal değer) ve alt ve üst tolerans limitleri yerleştirilerek ölçülen değerler aynı grafiğe konur ve Tablo 9.2'dekine benzer bir grafik elde edilir.

Tablo A2: 6-Sigma yaklaşımına göre performans grafiği



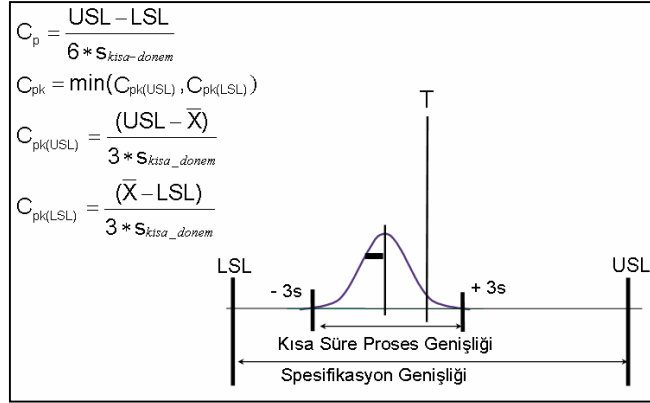
Kırmızı ile taralı olan alan, kusurlu adedini temsil etmektedir. 6 Sigma'da amaç, kol açıklığını mümkün olduğunca kapatarak standart sapmayı azaltmaktır. 6-Sigma yönteminde veri analizlerinde MINITAB adlı istatistik esasına dayalı yazılımdan yararlanılmaktadır.

6-Sigma Yönteminde kullanılan başlıca terimler

Normal Dağılım: verilerin ortalama değer etrafında aşağı-yukarı eşit miktarlarda dağıldığı ve çan eğrisi diye tabir edilen dağılım şeklinin elde edildiği bir dağılım şekli. İstatistik olarak güçlü bir veri grubu üzerinde çalışma yapabilmek için dağılımın normal olma şartı aranır.

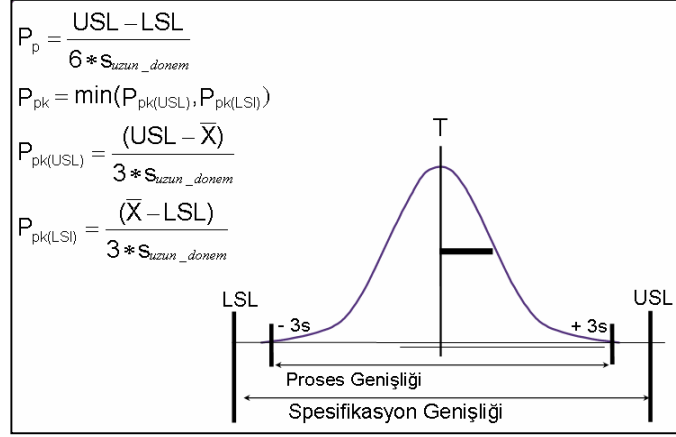
Yetenek Analizi: Cp, Cpk gibi kriterler yardımıyla bir prosesin ya da ürünün yeteneği hesaplanabilir. Örneğimizde bu analizin kullanım amacı, sac partilerinin yırtılma üzerine etkili olması ve partiler arasındaki bu değişkenliğin istatistiksel olarak var olup olmadığının araştırılmasıdır. Kriterlerde bahsedilen yetenek, aynı zamanda varyasyonun ölçüsüdür. Kısa Dönem Verisi kullanılırsa; Ford yaklaşımında Cp, Cpk kısaltmaları kullanılır ve aşağıdaki şekilde hesaplanır.

Tablo A3: Kısa süreli proses yeteneği



Uzun dönem veri için ise; Pp ve Ppk kullanılmaktadır.

Tablo A4: Uzun süreli proses yeteneği



80

Cp değeri hesaplanırken;

$$C_p = \text{Proses Yeteneği} = \frac{\text{Spesifikasyon Genişliği}}{\text{Proses Genişliği}} = \frac{\text{Tolerans}}{\text{Dağılımın Genişliği}}$$

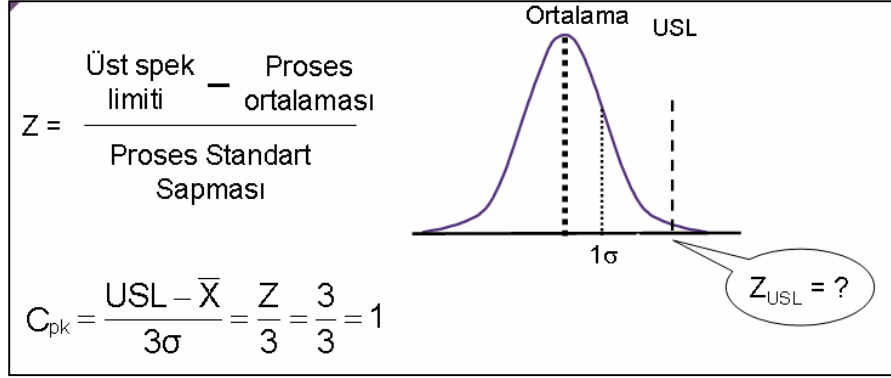
Formülü kullanılır ve proses performansı hakkındaki karar aşağıdaki tabloya göre verilir.

Tablo A5: Cp ve Pp değerleri kabul kriterleri

	C_p	P_p
Kötü	<1.33	<1.00
Kabul Edilebilir	1.33-1.66	1.00-1.33
İyi	>1.67	> 1.33

Cpk ile Sigma(Z) değeri ile olan ilişkisi için aşağıdaki formül kullanılır.

Tablo A6: Z değeri ve Cpk hesap Tablosu

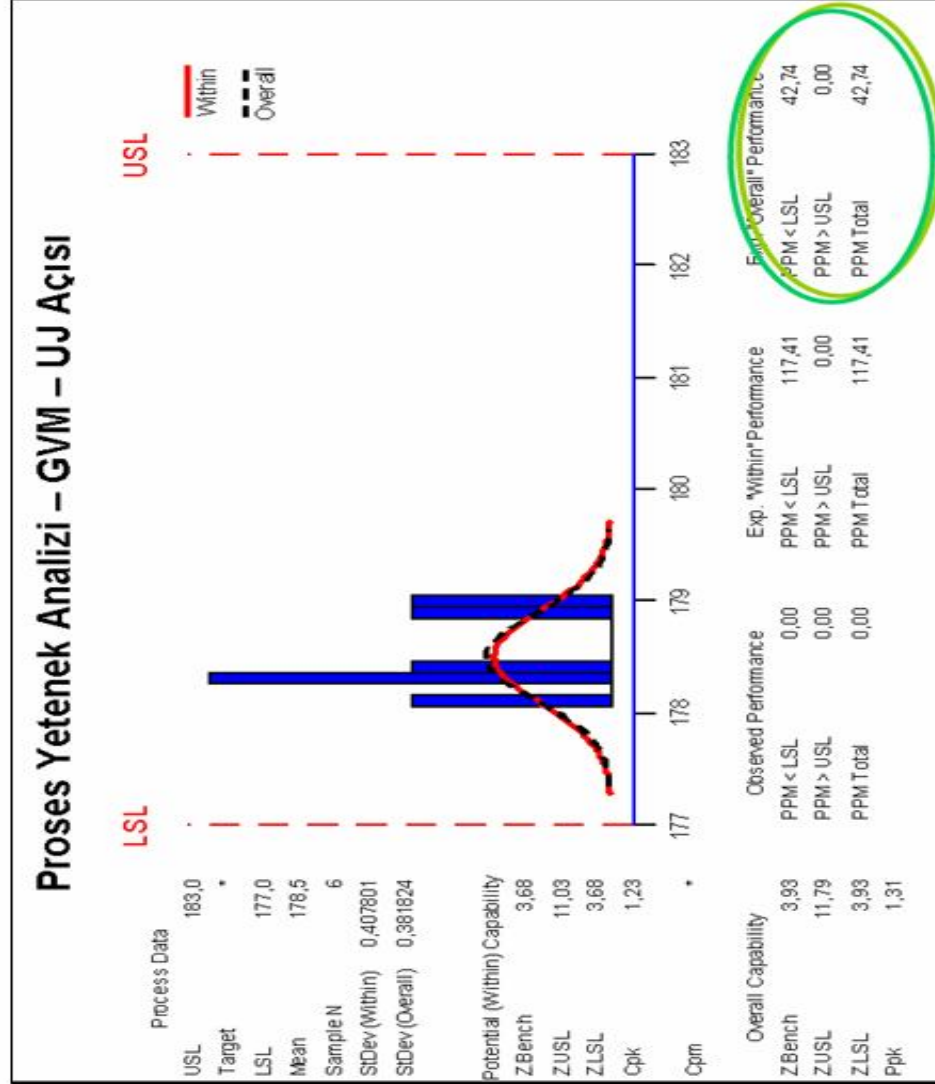


Yani Cpk=1; 3 Sigmalı bir performansa eşittir diyebiliriz.

P Değeri: İstatistiğin temel taşıdır. Olasılık (probability) kelimesinden gelmektedir ve istatistik olarak yapılan kabullere göre kriter değeri değişir. Eğer %95 oranı (bir sonuçtan emin olma oranı) bizim için emniyetli ise P değeri 0.05 'dir. %97 için bu değer 0.03 'dür.

Yetenek Analizinde kullanılan MINITAB grafik çıktısı üzerindeki bilgiler ve anlamları

Tablo A7: Proses yetenek analizi değerlendirme tablosu



Üst Spek Limiti

Alt Spek Limiti

Proses Ortalaması

Nüme Adedi

Standart Sapma

Standart Sapma

Kısa Dönem Proses Yeterlilik

Genel Sigma Değeri

Sigma Değeri-Üst Spek değerine Göre

Sigma Değeri-Alt Spek değerine Göre

Yetenek Değeri - Kısa Dönem Veri

Uzun Dönem Proses Yeterliliği

Genel Sigma Değeri

Sigma Değeri-Üst Spek değerine Göre

Sigma Değeri-Alt Spek değerine Göre

Yetenek Değeri - Uzun Dönem Veri

Deney Tasarımı(DoE)

Kısaca değinmek gerekirse Proses girdi değışkenleri olan x'lerin organize bir şekilde değıştirilerek, Proses çıktısı olan Y'yi nasıl etkilediğinin sınanmasıdır.

İstatistiki deneyler ile:

- Kısa sürede sonuca ulaşılır
- Göreceli olarak daha az masraflıdır
- Optimum sayıda girdinin denenmesini sağlar
- Sonuçları son derece güvenlidir
- Ana proses girdilerini ve etkileşimleri mükemmel şekilde ortaya çıkarır

Adımları:

- Proses çıktısını seçilir – Y
- Proses girdilerini (faktör) seçilir – X
- Seviyeyi belirlenir(X için değışkenler)
- Deney tasarımı belirlenir
- Tüm parametreler dikkate alınarak deney yapılır
- Veriler toplanır
- Veriler analiz edilir
- Sonuçları sıralanır
- Optimum sonuçları veren kombinasyonu uygulanır

Deney tasarımı yapıp faktörler bir sistematik dahilinde deneye tabi tutularak, faktörlerin tekil veya birbirleriyle etkileşim yaparak deney sonucuna ne kadar etki yaptığı analiz edilir.

DoE Terminolojisi

- Sonuç(Y): Müşteri talebine bağlı proses çıktısı
- Faktör(X): kontrol edilen veya edilemeyen ve üzerinde çalışılma girdiler
- Faktör Seviyesi: Faktörün parametre adedi(+,-,1,-1,yüksek,düşük,nümerik vs.)
- Deney Adedi: Tüm faktör ve seviyelerinin değerlendirildiği kombinasyonlar
- Tekrar Sayısı: Kombinasyon tekrar adedi

Doe Hedefleri:

- Daha az deney sayısı ile bir sonuç elde edilebiliyorsa elbette $\frac{1}{2}$ faktöryel gibi DoE'lere yönelinmelidir. Çünkü, etkinlik DoE'nin başlıca hedefidir.
- Hangi faktörün proses ortalamasını, varyasyonu ve her ikisini birden etkilediğinin ya da etkilemediğinin tespiti
- Çok fazla faktörden en etkili olduğu düşünülen bir kaç faktöre indirgemek
- Tahmin edilen denklem ile prosesi modellemek
- İstenilen çıktı için factor seviyelerini optimize etmek
- Sonuçları doğrulamak

DoE Aşamaları:

DoE iki aşamadan oluşur;

- Planlama aşaması
- Gerçekleştirme Aşaması

Bu aşamaları tek tek inceleyecek olursak;

Planlama Aşaması

1. Problemin Tanımı
2. Hedefin Belirlenmesi
3. Çıktıların Seçimi, "Y"ler
4. Faktörlerin Seçimi, "X"ler
5. Faktör seviyelerinin seçimi
6. DoE tasarımının belirlenmesi
7. Numune adedinin tespiti
8. Deneyin Planlaması

Gerçekleştirme Aşaması

9. Deneyin Yapılması ve verinin toplanması
10. Verinin MIMITAB yardımıyla analiz edilmesi
11. Bir modele oturtulması ve modelin sonuçlandırılması
12. Sonuçların doğrulanması
13. Sonuçların değerlendirilmesi
14. Proses Sayfalarının güncellenmesi
15. Çalışanların eğitilmesi
16. Sonuçların dokümante edilmesi
17. Bir sonraki deney tasarımının yapılması

Faktörler Arasındaki Etkileşimin Yakalanması

İstatistik temeline dayanan tasarımlar faktörlerin ana etkileri ve etkileşimleri hakkında bilgiyi de vermektedir. Aşağıda listelenen tasarımlar, hemen hemen bütün koşullar için, 2-faktörlü ve daha fazla etkileşimler için fikir vermektedir;

- 2^{k-n} Kesirli Faktöryel Tasarımlar
- 2^k Genel Tam Faktöryel
- 2^k Tam Faktöryel(merkezi noktalar)
- 2^k Tam Faktöryel(bloklama)
- Tam Faktöryel (Tekrarlı veya tekrarsız)

Faktöryel Tasarım: Genellikle kullanılan dizayn tipidir. Genel tam faktöryel, tam faktöryel, 1/2 faktöryel gibi çeşitleri vardır. Bu çeşitler deneyin çözünürlüğü (resolution), yani gerçek hayatı yansıtırma derecesini etkiler. Örneğin; Faktör sayısı:3 ; Seviye:2 ; Tekrar:5 olan bir deney tasarımında; tam faktöryel deneyi tur sayısı: $2^3 \times 5=40$ ' dir. Deney 1/2 faktöryel olarak tasarlanmış ise: $40/2=20$ dir. Ancak bu durumda çözünürlüğü çok iyi değildir. Sonuçlar dikkatlice değerlendirilmelidir.

DOE'yi Olumsuz Etkileyen Faktörler(DOE)

- Problem tanımı açık değil
- Ölçülecek şey belli değil
- Hedefler belli değil
- DOE'nin maliyetli ve zaman alıcı olduğunu düşünmek
- DOE'nin iyi anlaşılabilmesi
- Yetersiz beyin fırtınası
- Deneyin değeri anlaşılabilmiş
- Yönetim desteği yok
- Yönetim çok acil çözüm istiyor
- Ölçüm sistemi Gage R&R'dan geçememiş

Denemenin Tanımı

Önerilen çözümün küçük çaplı ve çok yakın gözlem altında uygulanmasıdır.

Deneme sayesinde

- Uygulama öncesinde olumsuzluk var ise tespit edilir
- Uygulamanın nasıl yapılacağı tespit edilir
- Hata riski azaltılır
- Beklenen sonuçlar doğrulanır
- Fayda/maliyet daha netleşir
- Personel eğitimi sağlanır
- Uygulama hızlanır

Denemenin Yapılması

- Yönetimin desteği alınmalı
- Yapılacaklar önceden belirlenmeli
- Etkilenecek personel ile yapılmalı ve eğitim verilmeli
- Ölçüm planı hazırlanmalı
- Sonuçlar gözlenmeli
- Gerekli değişiklikler yapılmalı

Deney Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Tez örneğinde Deney Tasarımı çıktısı, aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi “P” değerine bağlı olarak değerlendirilmektedir.

Tablo A8: DoE çıktısı değerlendirme tablosu

6.10.3. Pinyon Açısı DoE

Factor	Type	Levels	Values
Blocks	fixed	6	1 2 3 4 5 6
Hanger B	fixed	3	53,2 63,2 81,4
Loading	fixed	2	KERB GVM

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Blocks	5	23,719	23,719	4,744	196,20	0,000
Hanger B	2	17,984	17,984	8,992	371,91	0,000
Loading	1	81,601	81,601	81,601	3375,05	0,000
Hanger B*Loading	2	0,057	0,057	0,029	1,18	0,323
Error	25	0,604	0,604	0,024		
Total	35	123,966				

Obs	Pinion	Fit	SE Fit	Residual	St Resid
25	178,500	178,822	0,086	-0,322	-2,49R

R denotes an observation with a large standardized residual.

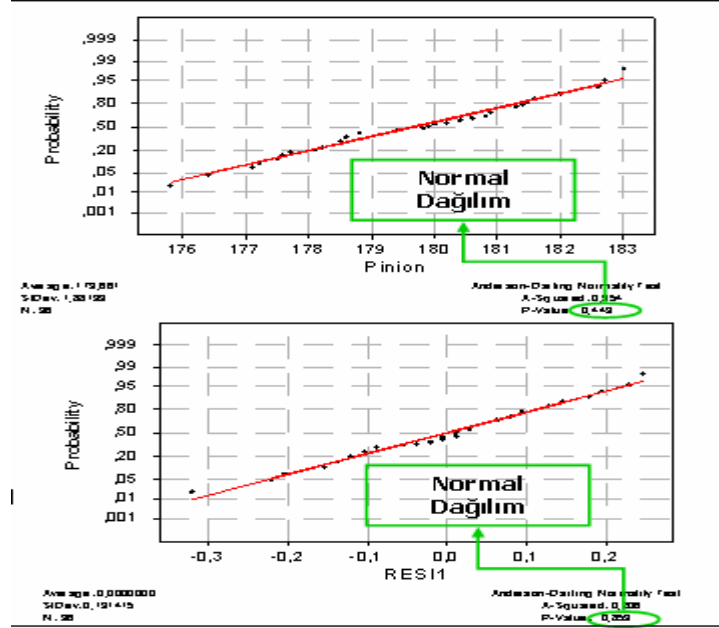
"unusual observations" tespit edilmiştir. Ancak Residualları dağılımı kontrol edilmiş ve residual dağılımı normaldir.

P=0,323>0,05:Askı Braketi ve Yükleme koşullarının beraber etkileşimi Pinyon açısı üzerinde pek etkili değil. Bu sebeple bu parametre DoE'den çıkartılabilir.

"P" değeri 0,05'den küçük olduğu durumda o faktör ya da 2 veya daha fazla faktör etkileşiminin çıktı üzerinde etkisi vardır denebilir. P'nin 0,05'den büyük olduğu durumda ise faktör etkisi çıktı üzerinde yoktur. Yukarıdaki tabloda Askı yatağı ve yükleme koşullarının ayrı ayrı etkileri varken (P değeri her bir faktör için 0'dır), beraber bir etkileşimleri yoktur. Bu sebeple tasarımda faktör etkileşimleri elimine edilebilir. Hatırlanacağı üzere bölüm 6.11. biz de regresyon analizini bu şekilde değerlendirerek MINITAB'de tek dereceli bir denklem oluşturacak şekilde bir yaklaşımda bulunmuştuk.

Ancak DoE analizinde dikkat edilmesi gereken diğer bir husus da verinin kendinin veya değilse residual'larının normal bir dağılıma sahip olmadığı kontrol edilmesi gerekliliğidir. Residual; verilerin proses ortalamasına göre farklarının dağılımını temsil etmektedir. Tablo A9. buna örnek verilebilir. Üstteki Veri Grubu verinin kendisinin normal dağılıma sahip olup olmadığının alttaki ise residuallarının normalitesini kontrol etmektedir.

Tablo A9: DoE çıktısı normalite kontrol tablosu



Yine bu tabloda da “P” değerine göre değerlendirme yapılır. “P” değeri 0,05’den büyük ise dağılım normal kabul edilerek DoE analizine devam edilir.

Diğer detaylar Tezin ana metninden takip edilebilir.

ÖZGEÇMİŞ

Turgut KORKUT, 1974 yılında İstanbul'da doğdu. İlk ve Orta Derece Eğitimini Sarıyer Vehbi Koç Vakfı Lisesinde tamamladı. 1994 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi'nden Makina Mühendisi olarak mezun oldu. 1997 yılında Askerlik Hizmetini Yedek Subay olarak yaptıktan sonra Uzel Makina Sanayii A.Ş. firmasında Ürün Geliştirme Mühendisi olarak göreve başladı. 5 Yıl boyunca bu firmada Otomotiv Süspansiyon parçaları için Ürün Geliştirme Mühendisi olarak görev yaptıktan sonra 2003 yılının başında Ford Otomotiv Sanayii A.Ş.(Ford Otosan)'ye geçti. 5 yılı aşkın süredir bu firmada çalışmaktadır. Ford Otosan'ın da yüksek lisans programlarına olan desteği ve kariyer anlamında daha ileriye gitme fırsatı yakalamak için 2006 yılında Kocaeli Üniversitesi Yüksek Lisans Programına kayıt oldu. Şu anda Ford Almanya Merkenich mühendislik merkezinde şasi sorumlusu olarak görev yapmaktadır.