İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AĞIR TİCARİ TAŞITLARDA KULLANILAN KAMPANALI FRENLERDE FREN TİTREŞİMLERİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Onur EKİNGEN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Program›

HAZİRAN 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AĞIR TİCARİ TAŞITLARDA KULLANILAN KAMPANALI FRENLERDE FREN TİTREŞİMLERİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Onur EKİNGEN
(503091740)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Program›

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ahmet GÜNEY

HAZİRAN 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün ..... numaral› Yüksek Lisans / Doktora Öğrencisi **Ad› SOYADI .....**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"TEZ BAŞLIĞI .... "** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Prof. Dr. Ad› SOYADI** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Eş Danışman : **(Varsa)**	**Prof.Dr. Ad› SOYADI** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Prof. Dr. Ad› SOYADI** Y›ld›z Teknik Üniversitesi	.....
	Prof. Dr. Ad› SOYADI Boğaziçi Üniversitesi	.....
	Prof. Dr. Ad› SOYADI Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü	.....
(Varsa)	**Prof. Dr. Ad› SOYADI** Şişli Etfal Eğitim ve Araştırma Hastanesi	.....
(Varsa)	**Prof. Dr. Ad› SOYADI** Bilkent Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : **04 May›s 2012**
Savunma Tarihi : **08 Haziran 2012**

Aileme, özellikle babama ve anneme,

ÖNSÖZ

Ağır ticari taşıtlarda kullanılan kampanalı frenlerde görülen fren titreşimleri çalışmamda bana her türlü desteği veren ve bu tezi hazırlamamda büyük emeği geçen saygıdeğer tez danışmanı hocam Prof. Dr. Ahmet GÜNEY'e teşekkür eder, sayg›lar›m› sunar›m.

Araç üzerinden titreşim datası toplama ve toplanan dataların analizlerinde yardımlarını esirgemeyen Novosim çalışanlarından Okan TANDOĞAN'a, Ege Fren mühendislik ekibine ve başta Dilek Bayrak olmak üzere Ford Otosan fren ekibine katk›lar›ndan ve her zaman yan›mda olan aileme desteklerinden dolay› dolay› teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2012

Onur EKİNGEN
(Makina mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xi**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xiii**
SEMBOLLER ..... **xv**
ÖZET ..... **xvii**
SUMMARY ..... **xix**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Frenleme Anında Tekerlek ve Araç Üzerinde Oluşan Kuvvetler 2
1.2 Sürtünmeli Frenler 3
1.2.1 Diskli frenler 3
1.2.2 Kampanal› frenler 4
2. HAVALI FREN SİSTEMLERİ **5**
3. AĞIR TİCARİ TAŞITLARDA KULLANILAN KAMPANALI FRENLER **11**
3.1 Kamal› Fren Sistemi 11
3.2 S – Kam Fren Sistemi 12
3.3 Z – Kam Fren Sistemi 14
4. AĞIR TİCARİ TAŞITLARDA KULLANILAN KAMPANALI FRENLERDE TİTREŞİM VE NEDENLERİ **17**
4.1 Titreşim (Judder) ve Terminolojik Kavramlar 17
4.1.1 Sıcak titreşim (hot judder) 19
4.1.2 Soğuk titreşim (cold judder) 20
4.2 Tahrik Kaynaklar› 20
4.2.1 Dönen komponentler 20
4.2.2 Frenler 22
4.2.2.1 Disk frenler 22
Termal kaynaklı fren titreşimleri 23
Kimyasal kaynaklı fren titreşimleri 23
Mekanik kaynaklı fren titreşimleri 24
4.2.2.2 Kampana frenler 25
5. Z – CAM FREN SİSTEMİ FREN TİTREŞİMLERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ **29**
5.1 Araç Enstrümantasyonu ve Arac›n Teste Haz›rlanmas› 29
5.2 Test Şartları ve Yükleme Koşulları 31
5.2.1 Yokuş aşağı boş viteste hızlanma 32
5.2.2 Frenleyerek yavaşlama 36
6. SONUÇ VE ÖNERİLER **41**
KAYNAKLAR **43**
ÖZGEÇMİŞ **45**

KISALTMALAR

BTV	**:** Brake Torque Variation
DTV	**:** Disc Thickness Variation
ECU	**:** Elektronik Kontrol Ünitesi
s	: Saniye
Kph	: Kilometer per hour
Km / h	: Kilometre / saat
Hz	**:** Hertz
İTÜ	**:** İstanbul Teknik Üniversitesi

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Tekerleğe etki eden kuvvetler 2
Şekil 1.2 : Disk fren ve elemanlar›. 4
Şekil 1.3 : Kampanal› frenler, a) içten pabuçlu, b) bandl›, c) dıştan papuçlu..... 4
Şekil 2.1 : Havalı bir fren sisteminin basit şeması. 6
Şekil 2.2 : Fren ventili. 7
Şekil 2.3 : Havalı fren düzeninde tekerleklerde baskı kuvvetlerinin oluşumu. 7
Şekil 2.4 : Haval› fren silindiri. 8
Şekil 2.5 : Yayl› silindir. 9
Şekil 3.1 : Dublex kamalı fren sisteminin genel görünüşü.....11
Şekil 3.2 : Dublex kamal› fren mekanizmas› ve alt detay parçalar›. 12
Şekil 3.3 : S – kam fren sisteminin genel görünüşü. 12
Şekil 3.4 : S – cam kam fren mekanizmas› ve alt detay parçalar›. 13
Şekil 3.5 : Z – kam fren sisteminin genel görünüşü. 14
Şekil 3.6 : Z – cam kam fren mekanizmas› ve alt detay parçalar›. 14
Şekil 3.7 : Servis ve imdat tipi fren (hava) körükleri. 15
Şekil 4.1 : Ses ve titreşimlerin frekans alanı 18
Şekil 4.2 : Gerçek yaşam titreşim sistemi 18
Şekil 4.3 : Titreşimin potansiyel kaynakları 19
Şekil 4.4 : Disk yüzeyinde homojen olmayan ısı dağılımları, spot 19
Şekil 4.5 : Disk kalınlık değişimi ölçümü 20
Şekil 4.6 : Titreşime neden olan relatif etkiler 21
Şekil 4.7 : Fren tork değişimine neden olan dağılımlar 22
Şekil 4.8 : Fren tork değişimi problemine yaklaşımlar 24
Şekil 4.9 : Teker torklanmas› nedeni ile çarpılmış fren diski 25
Şekil 4.10 : Kampanaların doğru ve yanlış istifleme (depolama) metodlar›. 25
Şekil 4.11 : Kampana balans alma yöntemleri 26
Şekil 4.12 : Disk kalınlık değişiminin ve balata sıkıştıralabilirliğinin fren tork değişimi üzerindeki etkileri 27
Şekil 4.13 : Farkl› parametrelerin disk kal›nlık değişimine olan etkisi 27
Şekil 5.1 : Dingilin sag tarafına ve kabin içi sağ alt bölgeye konumlandırılan ivmeölçerler……..30
Şekil 5.2 : Fren körüklerine frenleme hava bas›nc›n› ölçmek üzere montaj edilen bas›nçölçerler. 30
Şekil 5.3 : Yokuş aşağı boş viteste hızlanma ve frenleme esnasında araç hız bilgisi. 31
Şekil 5.4 : 3 yönlü ivme ölçerlerin araç üzerindeki konumland›rma durumu. 32
Şekil 5.5 : Dingil sağ tarafı (sağ teker) X yönünde oluşan tahrik mertebesine karşılık gelen teker dönme devri. 33
Şekil 5.6 : Dingil sağ tarafı (sağ teker) Z yönünde oluşan, tahrik mertebesine karşılık gelen teker dönme devri. 33

Şekil 5.7 : kabin içi sağ – alt bölme Z yönünde oluşan tahrik mertebesine karşılık gelen teker dönme devri. 34
Şekil 5.8 : Dingil sağ tarafı (sağ teker) X yönünde oluşan frekansa karşılık gelen teker dönme devri. 34
Şekil 5.9 : Dingil sağ tarafı (sağ teker) Z yönünde oluşan frekansa karşılık gelen teker dönme devri. 35
Şekil 5.10 : Kabin içi sağ – alt bölme Z yönünde oluşan frekansa karşılık gelen teker dönme devri. 35
Şekil 5.11 : Frenleyerak yavaşlama senaryosunda ön sağ – sol tekerler üzerinden okunan basınç değerleri. 36
Şekil 5.12 : Dingil sağ tarafı (sağ teker) X yönünde oluşan tahrik mertebesine karşılık gelen teker dönme devri. 37
Şekil 5.13 : Dingil sağ tarafı (sağ teker) Z yönünde oluşan tahrik mertebesine karşılık gelen teker dönme devri. 37
Şekil 5.14 : kabin içi sağ – alt bölme Z yönünde oluşan tahrik mertebesine karşılık gelen teker dönme devri 38
Şekil 5.15 : Dingil sağ tarafı (sağ teker) X yönünde oluşan frekansa karşılık gelen teker dönme devri. 38
Şekil 5.16 : Dingil sağ tarafı (sağ teker) Z yönünde oluşan frekansa karşılık gelen teker dönme devri. 39
Şekil 5.17 : Kabin içi sağ – alt bölme Z yönünde oluşan frekansa karşılık gelen teker dönme devri. 39
Şekil 6.1 : Yokuş aşağı boşta hızlanma ve frenleyerek yavaşlama senaryolar›n›n sağ teker X yönünde oluşan frekansa karşılık gelen teker dönme devri grafiklerinin karşılaştırılması..... 42

SEMBOLLER

Z	: Taşıtın ağırlığından tekerleğe düşen yük
X	: Taşıtın tekerleğe tepki kuvveti
Fx	: Tekerlek çevre kuvvetleri
Fs	: Tekerleğe karşı koyan sürtünme kuvveti
R	: Tekerlek yar›çap›
Mt	: Tekerlek momenti
V	: H›z
Fc	: Yolun tepki kuvveti, tekerlek yükü
e	: Tekerlek yükünün etkime noktasının eksenden uzaklığı
p_i	: Fren silindirine etkiyen iç bas›nç
F_p	: Pedal kuvveti
c	: Fren kolunun kam miline olan dik uzaklığı
A_T	: Tekerlek fren silindiri yüzey alan›
S_1	: Karşılayan papuca etkiyen kuvvet
S_2	: Sürüklenen papuca etkiyen kuvvet
d_1	: Karşılayan papuca etkiyen kuvvetin kam mili eksenine olan dik uzaklığı
d_2	: Sürüklenen papuca etkiyen kuvvetin kam mili eksenine olan dik uzaklığı
f	: Frekans
T	: Periot

AĞIR TİCARİ TAŞITLARDA KULLANILAN KAMPANALI FRENLERDE FREN TİTREŞİMLERİ

ÖZET

Fren titreşimleri literatürde ‘’brake vibration‘’ ve ‘’brake judder‘’ olarak tan›mlanmakta ve genel olarak ‘’brake judder‘’ terimi daha yayg›n kullan›lmaktad›r. Frenleme esnasında görülen titreşimler fren kaynaklı olabileceği gibi frenlemenin tetiklemesiyle süspansiyon sistemi kaynakl› da olabilir veya frenleme esnas›nda görülen titreşim süspansiyon sisteminden kaynaklanan titreşim ile çakışabilir.

Ağır ticari taşıtlarda da kullanılan kampanalı frenlerde, frenleme esnasında fren titreşimleri oluşabilmektedir. Frenleme esnasında görülen titreşim balataların kampananın veya diskin fren yüzeylerine temas etmesi ile hemen oluşabileceği gibi zamanla da gelişebilmekte ve süspansiyon sistemi vasıtası ile araç kabinine, direksiyona ve sürücüye kadar aktar›labilmektedir.

Frenleme esnasında görülebilen fren titreşimleri istenmeyen titreşimlerdir. Titreşim sadece titreşim yaptığı bölgede bulunan parçalara zarar vermekle kalmaz titreşim sürücüye kadar transfer olarak sürücüyü rahats›z eder ve araç geneline zarar verip araç performans›n› olumsuz yönde etkiler.

Frenleme esnasında görülen titreşim problemi ; frenleme esnasında oluşabilecek olan termal ve kimyasal kaynaklı olabileceği gibi mekanik kaynaklı da olabilmektedir. Bu kaynaklar, uyar› yada girdi olarak belirtilebilecek şekilde aşağıdaki gibi sıralamak mümkündür.

- Geometrik düzgünsüzlükler
- Kampana veya disk yüzeyinde olan eşit olmayan aşınmalar
- Balata – kampana veya balata – disk yüzeyinde kalınlığı eşit olmayan sürtünme katman›
- Kampana veya disk yüzeyinde eşit olmayan ısı dağılımları
- Balata – kampana veya balata – disk yüzeyi arasında oluşan sürtünme karekteristiği ve seviyesi
- Bu uyarıların dışında gelişebileşek dış tahriklerdir

Frenleme esnasında görülen fren titreşimi nedenlerinden olan ve geometrik düzgünsüzlükler olarak adland›r›lan uyar›lardan baz›lar› da balanss›zl›k ve salg› değeridir. Bu kapsamda balansızlık değeri bilinen kampanalar ve salgı değerleri bilinen poyra – kampana kompleleri 1. dingile sağ – sol tekere takılmıştır. Ayrıca, araca poyra – kampana kompleleri tak›lmadan önce fren balatalar›n›n servis gereklilik durumunun olup olmadığı ve sürükleyen – karşılayan papuçların çap ayarlar› kontrol edilerek Z – cam fren sisteminin fren ayar ve bak›m› konusunda gerektirdiği zorunluluklar yerine getirilerek araç teste hazır duruma getirilmiştir.

Bu çalışma kapsamında; ağır ticari taşıtlarda kullanılan kampanalı frenlerde fren titreşimlerine neden olabilecek uyarılar irdelenmiştir. Ağır ticari taşıtlarda kullanılan Z-cam fren sistemine sahip kampana frenli taşıt üzerinden üç eksenli ivmeölçerler yardımı ile elde edilen titreşimler dataları, teker dönme devri bazında analiz edilerek titreşim frekansları ve tahrik mertebeleri oluşturulmuş ve açıklanmıştır.

BRAKE VIBRATION ON DRUM BRAKES FOR HEAVY COMMERCIAL VEHICLES

SUMMARY

Brake vibration is known as ‘’brake judder’’ in litterateur. Generally, ‘’brake judder‘’ is used more common in litterateur. Which brake induced vibrations can be seen during braking also, can be seen from suspension systems due to triggered by braking or vibration during braking can conflicted with the vibration caused by the suspension system, too.

Among brake vibration and noise problems, brake judder is a problem that automobile manufacturers and brake suppliers have researched for a long time, also brake judder is a problem costs manufacturers millions of dollars in warranty cost and undesirable trade off. The magnitude of judder responce depends not only brake torque variation but also on the suspension design characteristic. As a luxury feeling and comfort are required expectations of newer passenger cars, improvement of judder performance continues to be an important concern.

Braking induced vibrations and noises are undesired effects that are being targeted by NVH (Noise, Vibration and Harshness) engineers as part of improving comfort levels of today’s automobile. These effects are usually categorized according to customer perceptions.

An automotive brake provides a means of converting kinetic energy of a moving vehicle into heat. The heat generated is dissipated by conduction through adjacent components, radiation through the atmosphere, and also by chemical processes, resulting in metallurgical changes and wear.

The above mentioned processes are responsible for changes of the shape of the original components and their physical characteristics which can result in either variations in normal force or friction coefficient. This will cause variations in the brake force and consequently Brake Torque Variations (BTV), which are a source of excitation. In disc brakes, variations of normal force can also be the cause for movement of the piston if the pads can move. This will induce pressure fluctuation in the hydraulic system, that will also influence the normal forces in other brakes in the car. The hydraulic pressure fluctuation can be felt by the driver through the brake pedal and is referred to as brake pedal pulsation. The level of pedal pulsation can be influenced by the amount of hydraulic damping and possibly by parameters such as line length, brake cylinder diameter etc.

High frequency noises (noises in the audible range of frequencies above 1kHz) are usually called squeal noises, however more descriptive names are also used. Low frequency noises (within 200 Hz and 500 Hz) includes moan, howl and groan. Lower frequency effects are in the judder (or roughness) range. Judder effects are related to the automobile speed in contrast with other noises mentioned before. It is usual to relate judder frequencies to vehicle speed, so frequencies at two times the number of wheel rotations per second are called second order.

By just mentioning the above relation NVH engineers deduces that judder is a driven responce. That responce requires source (braking action), transmission path (vehicle structure and linkages), and finally the perception causing element (steering wheel vibration, vehicle body vibration or cabin noise).

There has been reference to two main types of judder in braking industry, cold (or rotor thickness variation) judder and thermal (rotor to pad friction coefficient variation) judder.

Thickness variation judder ; this type of judder has typically the lowest frequencies. A main assumption of the mechanism is that the variation value of the thickness of the rotor or out of cylindricity of the drum drives the friction surface according to the rotor speed. The order of excitation is then related directly to that of the topography of the rotor. The vibration motion at the friction surface is then transmitted through the brake structure to the knuckle and the later is transmitted through the vehicle chassis and kinematic links as well as the brake hydraulic lines throughout the vehicle.

The perception of the driver is most pronounced by the steering wheel vibration, braking pedal pulsation, and even the vehicle floor vibration. It can be deduced from the proposed model for this driven responce that both the input impedance at the knuckle and the brake sides are factors of how much of the surface variation is transmitted to the knuckle, and based on the transmissibility of vibration between the knuckle and the steering wheel, the level of perception of judder is determined.

Thermal judder ; this type of judder is occurs at higher frequencies than the thickness variation judder. It occurs at higher orders of wheel rotation (6…12 have been typically noticed). Typical brake design and machining operations induce thickness variations that are primarily second and third order. These low orders are never observed in thermal judder. At the higher frequencies of thermal judder audible perception is also a factor. The mechanism suggested for this type of judder is believed to be the variation of the friction coefficient around the rotor.

This variation is caused by chemical changes occuring to the friction couple when intense heat is generated at the friction interface. Visual observation of hot or blue spots around the rotor is common. Even, after cooling one can notice this effect by the color of the rotor surface. The order of vibration is related directly to the number of spots. If we stil use the simple model of transmission of judder vibration, one can see that a variation of the torque applied at the brake components is transmitted through the braket o the knuckle then through the vehicle structure to the point of observation. One should expect less or no pedal pulsation in this type of brake judder.

Brake vibrations can occur during braking on drum brakes which is used for heavy commercial vehicles. Vibration occurring during braking, will be able to occur immediately while brake linings start to contact with the surfaces of the brake drum or disc or also develop over time. Thus, vibration is to be transferred by means of suspension system to vehicle cab, steering wheel and to driver.

Brake vibration is a unwanted vibration which can be seen during braking. Vibration not only damage the parts or components which only occured region also transmitted vibration will disturb the driver and damage the all vehicle and affect the vehicle performance adversely

Vibration problem which occurring during braking ; that may occur during braking, as well as the mechanical origin can be either thermal or chemical origin. These origins can be specified as an input and listed as below.

- Geometrical irregularities
- Uneven wear on drum and disk surface
- Uneven friction film on drum and disk surface
- Uneven heating on drum and disk surface
- Friction characteristic and level between drum – lining or disk – lining
- External forces, like road..etc

The causes of brake vibration during braking is which so-called geometrical irregularities. Unbalance and run-out are geometrical irregularities and they can be accepted as an input to the system. In this context, which was known hub – drum assembly total run – outs and drum unbalance values were assembled to 1. axle right – left wheel of the vehicle. Also, before assembling the these parts, brake linings were checked in respect of seviceability and leading – trailing lined shoes diameter adjusting. Shortly, vehicle was prepared according to Z – cam brake system maintenance manuel.

In this project context ; brake vibration causes or input signals were examined that could cause brake vibration on drum brakes which used for heavy commercial vehicles. Brake vibration datas collected as downhill speed up at neutral gear and speed down by braking at neutral gear with the aid of three-axis accelerometers on drum brakes which has Z – cam brake systems for heavy commercial vehicles. These datas have been analyzed and explained in respect of wheel rotation speed versus vibration frequencies and orders of excitation.

1. GİRİŞ

Frenler enerji değişim araçlarıdır, kinetik enerjiyi (momentum), termal enerjiye (›s›) çevirir. Fren sistemi, motorlu taşıtın yavaşlamasını ve durmasını sağlayan düzenektir. Yokuş aşağı inen taşıtın hız kazanmasını önlemek, duran taşıtın bu durumunu sürdürmek üzere de kullanılır. Fren sistemi taşıttaki kinetik enerjiyi sürtünme yoluyla ›s› enerjisine çevirerek taşıtın durmasını veya yavaşlamasını sağlar [1].

Arac› durduran frenleme kuvveti genellikle teker lastiği ile lastiğin üzerinde döndüğü zemin arasındaki bağlantıdan doğar. Frenleme kuvvetine hava direnci, yokuş direnci, sürtünme direnci gibi kuvvetlerin etkisi de vard›r. Bu dirençleri yenen kuvvet ortadan kaldırılacak olursa taşıtın yavaşlamasına veya durmasına sözü edilen dirençler sebep olur.

Karayolunda kullan›lan fren sistemleri üç temel fonksiyonu yerine getirmektedir. Bunlar;

- Taşıtın yavaşlatılmas› veya durdurulmas›,
- Taşıtın kinetik enerjisini kontrol ederek belirli hızlarda seyrini sağlanması
- Duran bir taş›t›n yerinde sabit tutulmas›d›r [1].

Frenleme esnasında görülen titreşim problemi ; frenleme esnasında oluşabilecek olan termal ve kimyasal kaynaklı olabileceği gibi mekanik kaynaklı da olabilmektedir. Titreşim problemini yaratabilecek kaynaklar veya nedenler olarak belirtilen, uyar› sinyali yada girdiler aşağıda belirtildiği gibidir.

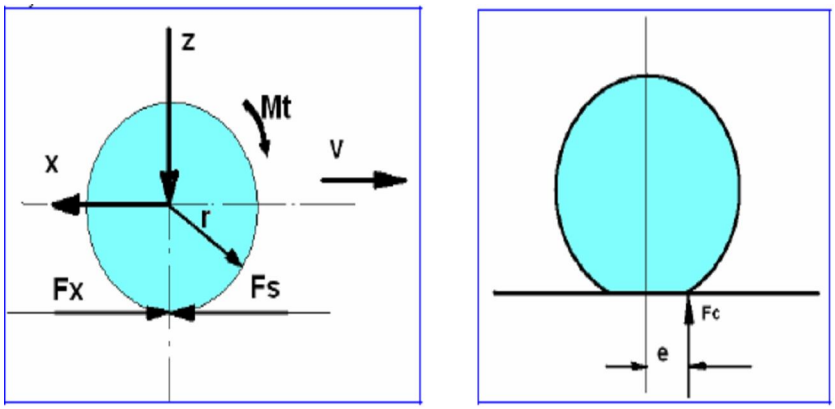
- Geometrik düzgünsüzlükler
- Kampana veya disk yüzeyinde olan eşit olmayan aşınmalar
- Balata – kampana veya balata – disk yüzeyinde kalınlığı eşit olmayan sürtünme katman›
- Kampana veya disk yüzeyinde eşit olmayan ısı dağılımları
- Balata – kampana veya balata – disk yüzeyi arasında oluşan sürtünme karekteristiği ve seviyesi
- Bu uyarıların dışında gelişebileşek dış tahriklerdir

Bu uyarı sinyalleri frenleme esnasında titreşim problemini tahrik ederek süspansiyon sistemi vas›tas› ile araç kabinine, direksiyona ve sürücüye kadar aktar›lmaktad›r. Aktarılan titreşim problemi araç geneline zarar vererek sürücünün daha güvenli araç sürüşünü engellemekte ve sürücüyü rahatsız etmektedir.

Titreşim bir denge noktas› etraf›ndaki mekanik sal›n›md›r. Bu sal›n›mlar bir sarkac›n hareketi gibi periyodik olabileceği gibi çakıllı bir yolda tekerleğin hareketi gibi rastgele de olabilir. Titreşim bazen arzu edilir. Daha sıklıkla, titreşim istenmeyen bir harekettir, çünkü boşa enerji harcar ve istenmeyen ses ve gürültü oluşturur. Örneğin, motorlar›n, elektrik motorlar›n›n ya da herhangi mekanik aracın çalışma esnasındaki hareketi istenmeyen titreşimler üretir. Böyle titreşimler bir nokta etrafında dönme hareketi yapan parçaların balanssızlığından, geometrik düzensizliklerden kaynaklanabilir. Dikkatli tasarımlar genellikle istenmeyen titreşimleri minimize ederler [2].

1.1 Frenleme Anında Tekerlek ve Araç Üzerinde Oluşan Kuvvetler

Hareket halindeki bir aracın tekerliğine etki eden kuvvetler aşağıda belirtilmiştir.



Şekil 1.1 : Tekerleğe etki eden kuvvetler [3].

Hareket halindeki bir araca fren uygulandığı zaman araca etki eden faktörler:

Tekerlek fren mekanizmas›ndaki balata ile disk-kampana aras›ndaki sürtünme kuvveti, tekerlek ile yol arasındaki sürtünme, yolun eğiminden kaynaklanan kuvvet ve araç h›z›d›r.

Arac›n h›z› artt›kça frenleme mesafesi artar. Fren tekerlek mekanizmas›ndaki balata ile disk aras›ndaki sürtünme kuvveti araç üzerinde kullan›lan fren mekanizman›n gücüne bağlı olarak değişir. Yol ile tekerlek arasındaki sürtünme katsayısı da frenlemeyi etkilemektedir. Islak veya kaygan bir yolda tekerlek yere tutunamayacağı için frenler tutmayacak yada tekerlek yol üzerinde kayacak, bunun sonucu olarak araç daha uzun bir mesafede duracakt›r. Yolun eğimi ise aracın yokuş çıkması veya yokuş aşağı inmesi durumuna göre değişir. Eğer yokuş iniliyorsa aracın ağırlığından kaynaklanan kuvvet arac›n h›zlanmas›na neden olacağından frenlemeye karşı bir kuvvet oluşturarak fren mesafesinin artmasına neden olur. Eğer araç yokuş çıkıyorsa aracın ağırlığından kaynaklanan kuvvet bu kez aracı durdurmaya çalışacak frenlemeye yardımcı olacağı için araç daha k›sa bir mesafede duracakt›r [3].

1.2 Sürtünmeli Frenler

Taşıtlarda tekerlek freni olarak sürtünmeli frenler kullanılmaktadır. Genel olarak doğrudan doğruya tekerleğe bağlı olan bu frenler iki ana fonksiyonu yerine getirirler.

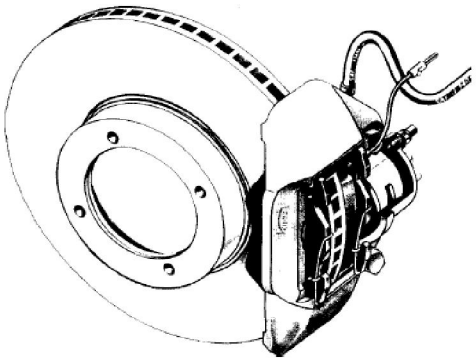
1. Fren momentinin oluşturulması,
2. Enerji değişiminin gerçeklenmesi (kinetik veya potansiyel enerjinin ısı enerjisine dönüştürülmesi ve bu ısının atılması) .

Kampanal› ve diskli olmak üzere iki tipe ayr›lmaktad›r [4].

1.2.1 Diskli frenler

Prensip olarak tekerlekle eş eksenli olarak monte edilmiş olan metal bir disk tekerlekle birlikte dönmektedir. Semer adı verilen ve tekerlek askı kollarına bağlı olan bir parça diski genel olarak bir köşesinden kavrar. Ender olarak diski çepeçevre kavrayan semerler de mevcuttur. Semerin iç k›s›mlar›nda diskin iki yüzeyine yaslanan balatalar frenleme s›ras›nda hidrolik basınç ile diski her iki yönden eşit kuvvetle sıkıştırırlar.

Diskin semer taraf›ndan örtülü olmayan k›s›mlar› hava ak›mlar›na aç›k bulunduğundan kolayca soğutulmaktad›r. Çamur ve balata tozlar› merkezkaç kuvvetle ya da hava ak›m› ile temizlenirler. Fren cevap süresini uzatan nem oldukça hızlı buharlaştığından cevap çabuklaşır. Disk kaba kirlenmelere karşı bir çamurluk saçı ile korunmaktadır. Şekil 1.2' de bir disk fren görülmektedir [4].



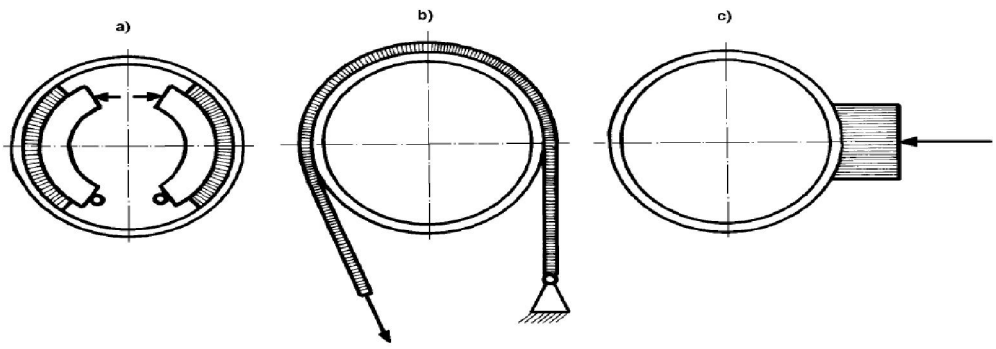
Şekil 1.2 : Disk fren ve elemanlar›.

1.2.2 Kampanal› frenler

Kampanalı frenlerde fren yüzeyi silindiriktir. Çeşitli tipleri olmakla birlikte karayolu taşıtlarının tekerlek frenlerinde içten pabuçlu olanlar kullanılmaktadır (Şekil 2.1). Bandl› frenler genellikle otomatik vites kutularında, dıştan pabuçlu frenler ise raylı taşıtlarda bulunmaktad›r.

Kampanal› bir frenin ana parçaları kampana, pabuçlar, baskı düzeni ve taşıma düzenidir. Kampana, işletme şartlarının gerektirdiği mukavemet ve ısıl özellikleri sağlamak üzere konstrükte edilen bir elemandır. Dış yüzeyinde çepeçevre uzanan kanatc›klar mukavemeti artt›rmak üzere kullan›l›rken, aç›k kenarda çepeçevre bir profil istenmeyen ısıl genleşmeleri önlemektedir. Soğutma fonksiyonunu da gören bu kanatc›klar baz› kampanalarda radial doğrultuda birbirine paralel çok sayıda yap›larak hava hareketleri artt›r›lmakta ve dolay›s›yla soğutma daha iyi sağlanabilmektedir.

Fren pabuçlar› genellikle T-profillidir. O sayede eğilme sertliği arttırılmakta, bunun da gürültü azaltıcı etkisi olmaktadır. Balata pabuç üzerine perçin ya da yapıştırma yoluyla tutturulmaktad›r [4].



Şekil 1.3 : Kampanal› frenler, a) içten pabuçlu, b) bandl›, c) dıştan papuçlu [4].

2. HAVALI FREN SİSTEMLERİ

Haval› fren sistemlerinde bas›nçl› hava hem enerji kaynağı hem de iletim aracı olarak kullan›lmaktad›r. Dolayısıyla bu sistemlerde sürücünün kas kuvveti enerji kaynağı olarak değil kontrol ve kumanda amac›yla kullan›lmakta olup haval› frenler daha sonra tan›m› yap›lacak olan yabanc› kuvvetli fren düzenleri s›n›f›na girmektedir. 60 ... 70 kN'dan ağır olan taşıtlarda fren sisteminin konstrüktif parametleri ne şekilde seçilirse seçilsin sürücünün pedala uygulayacağı kuvvetle yeterli frenleme elde edilememektedir. Bu nedenle bu taşıtlarda havalı fren sistemleri kullan›lmaktad›r.

Yabancı kuvvetli fren düzenlerinin yapıları gereği kas kuvveti ile çalışan düzenlerden önemli farklılıkları olup bu farklılıkların doğuracağı sakıncalar göz önüne alınarak bazı şartlar yerine getirilmelidir. Bunlar s›ralanacak olursa;

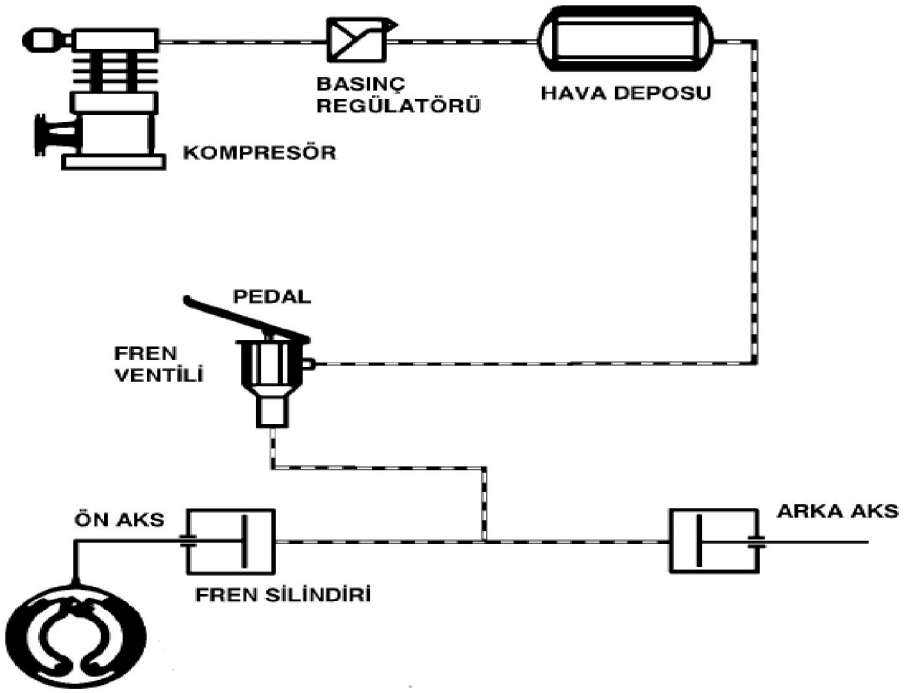
Kumanda duyarlılığı: Frenleme etkisi kas kuvveti ile çalışan düzenlerde olduğu gibi istenilen dozda ve duyarl› bir biçimde kontrol edilebilmelidir. Sistemin kumanda eleman› boyutlandırılırken sürücünün kontrolunu kolaylaştırmak üzere uygulanacak maksimum pedal kuvveti fazla büyük seçilmez. Bu durumda bu düzenlerde minimum ve maksimum pedal kuvvetleri aras›ndaki kontrol bölgesi kas kuvveti ile çalışanlardaki kadar geniş değildir. Bu ise sürücünün duyarlı kontrolunu güçleştirir. Pedalın uygulanan kuvvete bağlı hareket miktar› bir yandan cevap süresinin kısalması için düşük tutulurken öte yandan da ani kumandalarla aşırı frenlemelerin önüne geçmek için yeterince uzun seçilmek zorundad›r. Ayr›ca kumanda duyarlılığının pedal kuvveti arttırılırken olduğu gibi azaltılırken de sağlanması gerekir.

Etki tükenmesi: İşletme şartlarının gerektirdiği sıklıkta ardarda fren yapıldığında frenleme etkisi zayıflamamalıdır. Eğer enerji kaynağının yani kompresörün kapasitesi s›n›rda seçilirse tekrarlanan frenlemelerde etki tükenmesi söz konusu olabilmektedir.

Cevap süresi: Fren pedalına basıldığı andan fren etkisinin ortaya çıktığı ana kadar geçen cevap süresinin mümkün olduğu kadar kısa olması istenir. Bu süre havanın sıkıştırılabilir ve işletme basınçlarının düşük olması nedeniyle haval› düzenlerde hidrolik düzenlere oranla daha uzundur.

Ayrıca cevap süresi iletim kanallarının uzunluğuna, kanalların ve ventillerin kesit alanlarına, hareketli fren parçalarının atalet ve sürtünmelerine bağlıdır.

Şekil 2.1 'de haval› bir fren sistemi şematik olarak görülmektedir. Uygulamada işletme bas›nçlar› 0,5 ... 0,7 MPa mertebesindedir. Daha yüksek bas›nçlar gerek ekonomik olmamas› ve gerekse emniyetle ilgili baz› sak›ncalar› olmas› nedeniyle kullan›lmamaktad›r. Kompresörler bir veya iki silindirli olup genellikle tahriklerini bir kayış ile motordan alırlar. Taşıtın büyüklüğüne bağlı olarak strok hacimleri 80 ... 300 cm^3 aras›ndad›r [4].

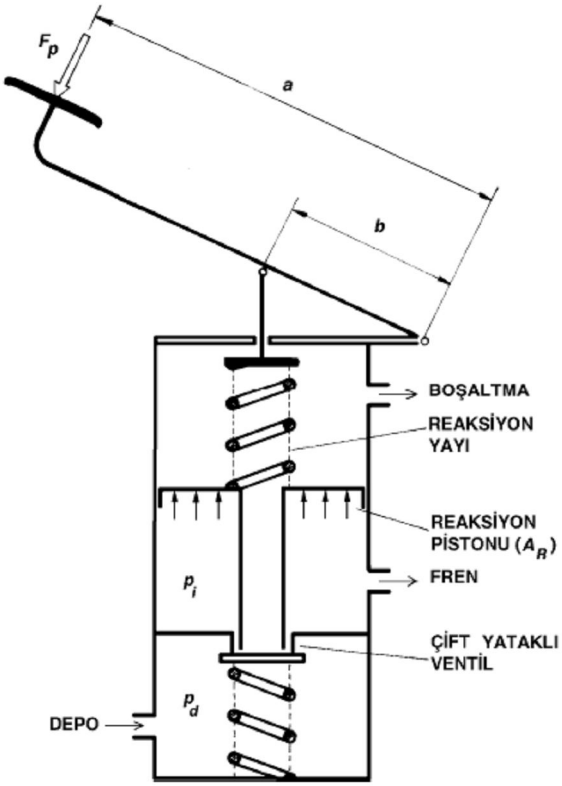


Şekil 2.1 : Havalı bir fren sisteminin basit şeması.

Fren ventilinin fonksiyonu belirli pedal kuvvetlerinde fren silindirine belirli hava bas›nçlar›n› sağlamaktadır. Pedal kuvveti ile fren basıncı arasındaki bu bağıntıyı gerçekleştiren mekanizmanın prensip şeması Şekil 2.2 'de görülmektedir. Reaksiyon pistonundaki kuvvetlerin dengesinden pedal kuvveti ile iç bas›nç aras›nda

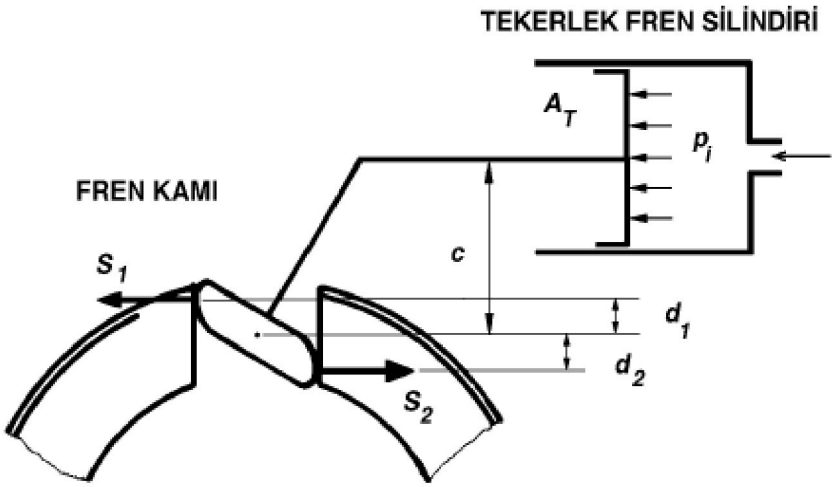
$$p_i = F_p\, a/(A_R\, b) \qquad \textbf{(2.1)}$$

bağıntısı vardır. Bu P_i iç basıncı Şekil 2.2 'de görülen fren silindirine etki eden bas›nçt›r [4].



Şekil 2.2 : Fren ventili.

Şekil 2.3 'te görüldüğü gibi fren silindiri tekerleklerde bulunan kampanalı frenlerin kam›n› tahrik ederek çalışmaktad›r. Sürtünmeler ve gergi yaylar› ihmal edilirse



Şekil 2.3 : Havalı fren düzeninde tekerleklerde baskı kuvvetlerinin oluşumu.

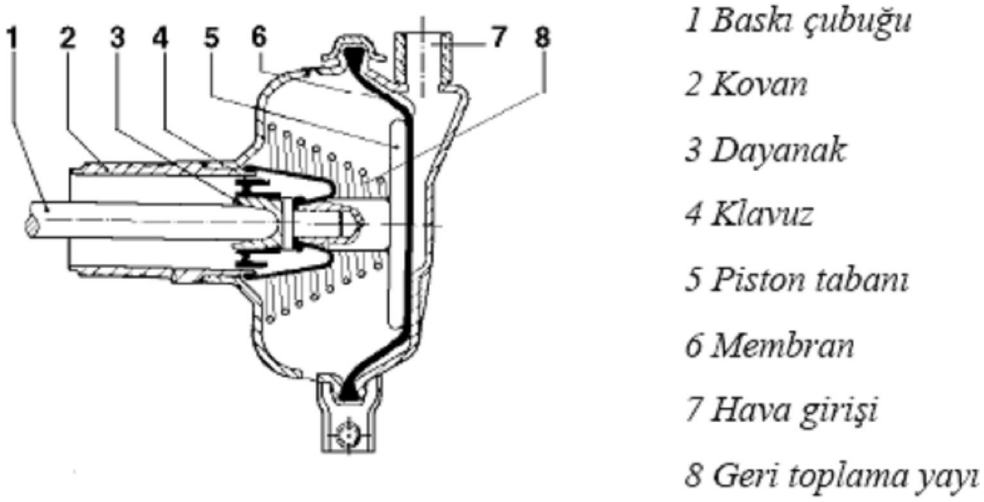
$$A_T\, p_i\, c = S_1\, d_1 + S_2\, d_2 \qquad \textbf{(2.2)}$$

yaz›l›r.

Hidrolik fren sistemlerinde hidrolik sıvısının sıkıştırılamaz olması nedeniyle fren pedal›n›n hareket miktarı ile tekerlek silindirlerindeki piston hareketi arasında doğru orant› vard›r. Haval› frenlerde ise durum farkl›d›r. Fren ventili havan›n depodan frenlere akmas›n› kontrol eden bir kumanda organ›d›r. Burada pedal kuvveti fren basıncını oluşturmamakta, sadece fren ventilinin açılmasını sağlamaktadır.

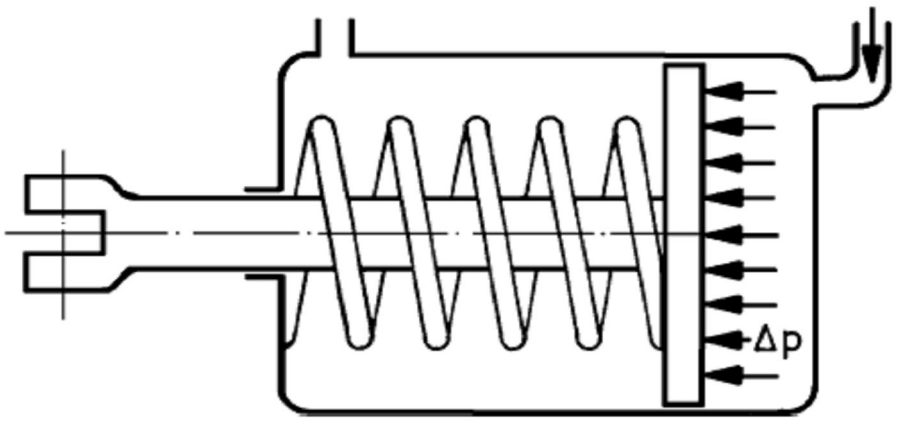
Sürücünün duyarl› bir kumanda yapabilmesi için pedala belirli mertebelerde kuvvet uygulamas› ve bu kuvvetle pedal›n bir miktar hareket etmesi gerekmektedir. Bunu sağlamak üzere gerek reaksiyon pistonunun alan› ve gerekse reaksiyon yay›n›n sertliği uygun değerlerde seçilir. Dolay›s›yla haval› frenlerde pedal karakteri yaln›z ventil yapısına bağlıdır. Halbuki hidrolik frenlerde pedal karakterini tüm sistemin konstrüktif parametreleri etkilemekte idi. Bu nedenle de örneğin balataların aşınmış olduğunu hidrolik frenlerde pedaldaki değişiklikten anlamak mümkünken haval› frenlerde mümkün değildir.

Şekil 2.4 'te haval› fren silindiri örneği görülmektedir. Fren silindirinde, bask› çubuğu pistona sabit bağlı olmayıp piston boşta durumda iken de ileri hareket ettirilebilmektedir.



Şekil 2.4 : Haval› fren silindiri.

Fren sistemi havalı olan ağır taşıtlarda hava basıncı bulunmadığında yalnızca park freni iş görebilmektedir. Enerji kaynağı kas kuvvetine dayalı olan tipte park freni ile yeterli frenleme sağlanamıyorsa genellikle yaylı silindirler kullanılmaktadır. Şekil 2.5 'te şematik olarak yapısı görülen yaylı silindirlerde hava basıncı bulunmadığı zaman yay uzayarak gergi kolunu çekmekte ve tekerlek frenleri bu yay kuvveti ile kilitlenmektedir.



Şekil 2.5 : Yayl› silindir.

Sistem basıncı yükseldiğinde ise park freni ventili açılarak yaylı silindire basınçlı hava verilmekte ve yay geri basılarak fren gevşetilmektedir. Karayolu taşıtlarında yayl› silindir yukarıda açıklandığı gibi sadece park freni olarak kullan›lmakta, servis freni için sistemde ayr›ca bir fren silindiri bulunmaktad›r. Yaln›zca baz› demiryolu taşıtlarında yaylı silindir servis freninin fonksiyonunu da görmektedir. Bu durumda fren yapmak üzere hava bas›nc› azalt›lmaktad›r. Yayl› silindirlerin önemli bir avantajı sistemde enerji kaynağı arızalanması halinde taşıtın kendiliğinden frenlemeye geçmesi ve basınç işletme değerlerine erişmeden çözülmemesidir [4].

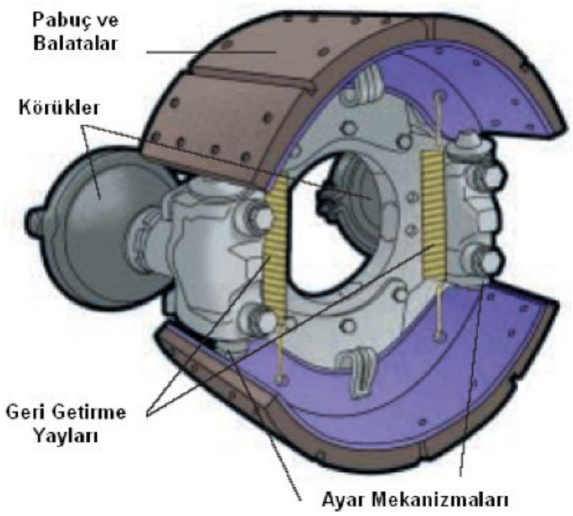
3. AĞIR TİCARİ TAŞITLARDA KULLANILAN KAMPANALI FRENLER

Frenleme düzenekleri, tarihsel süreci mercek alt›na al›rsak, konstrüksüyonlar› uzun periyodlarda değişim gösteren yapılar olarak karşımıza çıkmaktadırlar. Birtakım emniyet gerekleri ve yasal düzenleme şartlarının sağlanmasıyla; montaj, bakım ve servis maliyetlerinde iyileştirme çalışmalarının ötesinde yapıları değiştirilmeyen düzeneklerdir. Bu ana yapılar, daha ziyade, pazardaki rekabet şartlarının doğurduğu teknolojik gelişmeler kapsamında, birtakım yardımcı düzenekler (ABS, ASR, EBS..vb) ile desteklenmiştir.

Ağır ticari taşıtlarda kullanılan kampanalı fren sistemleri kamalı fren sistemi, s – kam fren sistemi ve z – kam fren sistemi olmak üzere 3 ‘ e ayr›lmaktad›r.

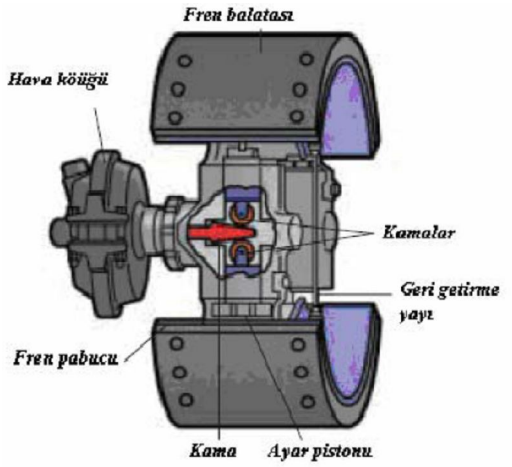
3.1 Kamal› Fren Sistemi

Kamal› fren sistemi hafif ticari araçlarda kullan›lan tek taraftan tahrikli, simplex olarak adlandırılan ve ağır ticari taşıtlarda kullanılan çift taraftan tahrikli, dublex olmak üzere 2’ ye ayrılmaktadır. Ağır ticari taşıtlarda kullanılan çift taraftan tahrikli dublex kamalı fren sistemi aşağıdaki şekilden de görüldüğü üzere fren papuçlar› her iki taraftan iki hava körüğü ile tahrik edilmektedir [5].



Şekil 3.1 : Dublex kamalı fren sisteminin genel görünüşü.

Frene basıldığında, oluşan basınçlı hava, hava körüğündeki hava odacığı diyaframını ve körük itici milini hareket ettirir. İtici mil kama sistemini ve makaralar› ileriye doğru hareketlendirerek ayar pistonu ve bağlantı pistonunun dışa doğru ilerlemesini sağlar. Bu hareket, pabuç-balata komplelerinin kampana iç yüzeyine temasını sağlar. Bu temas ile oluşan frenleme kuvveti aracı durdurur [5].



Şekil 3.2 : Dublex kamal› fren mekanizmas› ve alt detay parçalar›.

Ayak, fren pedalından çekildiğinde, sistem hava basıncı kesilir hava basıncının kesilmesi ile kama geri getirme yay› kamay› yukar› çeker. Ayn› zamanda fren pabucu geri getirme yay› da fren pabuçlar›n› geri çekerek, pistonlar›n yuvalar›na geri dönmelerini sağlar. Balata aşındıkça pabuç ile kampana arasındaki boşluk, otomatik boşluk ayarlayıcı mekanizma tarafından sabit tutulur [5].

3.2 S – Kam Fren Sistemi

Ağır ticari taşıtlarda kullanılan kampanalı frenlerden bir diğeri olan s - kam fren sistemi çalışma prensibi itibari ile tek taraftan tahrikli, simplex yapıya sahiptir.

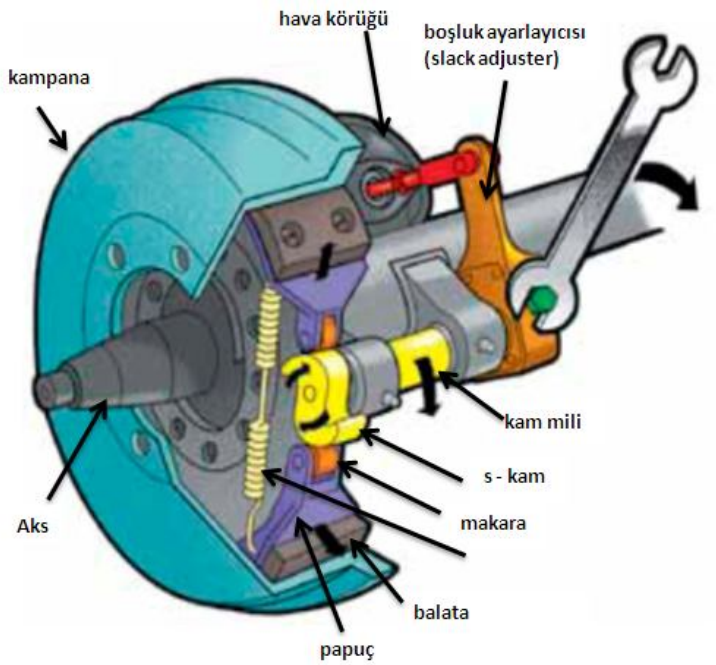


Şekil 3.3 : S – kam fren sisteminin genel görünüşü.

Frenin çalışması için gerekli tahrik, hava Körüğü tarafından sağlanır. Hava Körükleri, servis ve imdat tipi olmak üzere iki çeşittir.

- Servis tipi hava körüğü, sadece ayak freni uygulamasında,
- İmdat tipi hava körüğü ise hem ayak hem de park freni (el freni) uygulamalar›nda kullan›l›r.

Hava körüğü itici milinin ileri doğru hareketi; otomatik boşluk ayarlay›c› ve otomatik boşluk ayarlay›c›'ya montajl› bulunan s-kam mili'ni döndürür. S – kam mili döndürüldüğünde, s – kam mili'ne temas halinde olan makara'lar üzerinden fren pabuçlar› kampana'ya doğru hareket ederek sürtünme yolu ile frenlemeyi gerçekleştirir [6].

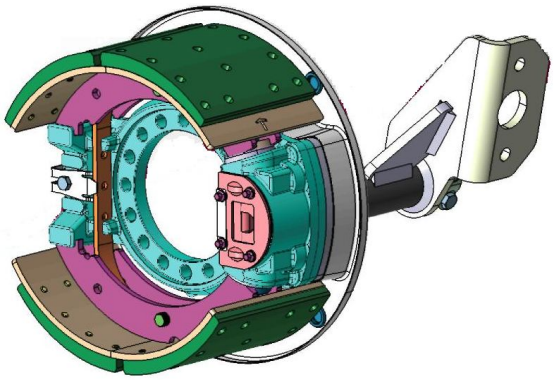


Şekil 3.4 : S – cam kam fren mekanizmas› ve alt detay parçalar›.

Ayak, fren pedalından çekildiğinde sistem hava basıncı kesilir ve körük itici milinin otomatik boşluk ayarlayıcı'ya, dolayısıyla s – kam mili'ne uyguladığı döndürme kuvveti ortadan kalkar. S – kam mili'nin serbest kalmas›yla birlikte pabuç geri getirme yayları, pabuçları fren merkezine doğru geri çeker ve pabuç kampana arasındaki temas ortadan kalkarak frenleme sona erer. Balata aşındıkça, pabuç ile kampana arasındaki boşluk, otomatik boşluk ayarlay›c› taraf›ndan sabit tutulur. S – kam fren sisteminde frenleme esnasında kampanaya karşı koyan ve kampana ile sürüklenen olmak üzere ve karşılayan – sürüklenen olarak adland›r›lan iki fren papucu vard›r [6].

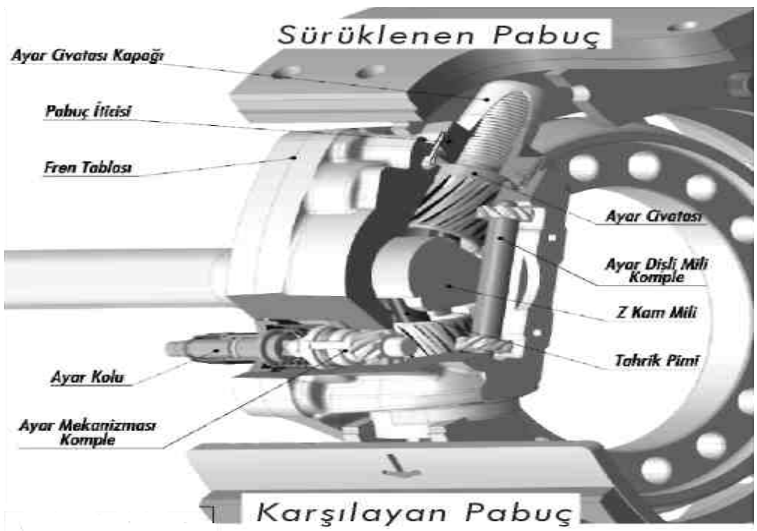
3.3 Z – Kam Fren Sistemi

Ağır ticari taşıtlarda kullanılan kampanalı fren sistemlerinden bir diğeri olan Z – kam fren sistemi çalışma prensibi itibari ile tek taraftan tahrikli, simplex yapıya sahiptir.



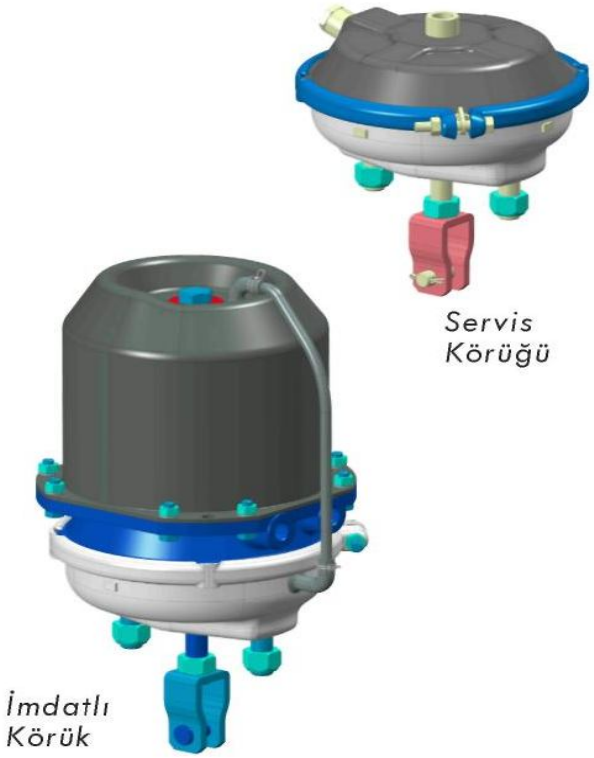
Şekil 3.5 : Z – kam fren sisteminin genel görünüşü.

Z – kam mili döndürüldüğünde, bir ucu Z – kam mili diğer ucu ayar c›vatas› ceplerinde bulunan tahrik pimleri hareket eder. Bu hareket, ayar c›vatalar› üzerine montajl› bulunan pabuç itici üzerinden fren pabuçlar›na iletilir. Pabuç kaburgalar›n›n uçlar›, pabuç itici ve fren tablas› mesnet yüzeylerinde serbestçe kayar. Bu tasar›m, her iki pabuç tarafından üretilecek kuvvetleri ve balata aşınmasını optimize eder. C tipi geri getirme yay›, fren tablas› mesnet taraf›na yatakl›d›r ve uç k›sm› ile, pabuç kaburgas›na montajl› pim'lere bast›rarak, pabuçları fren merkezine doğru çeker. Frenleme esnasında kampanaya karşı koyan ve kampana ile birlikte dönüş yönünde sürüklenen olmak iki fren papucu vardır. Bu papuçlar karşılayan ve sürüklenen olmak üzere (leading – trailing) şekil 3.6' da gösterilmiştir [7].



Şekil 3.6 : Z – cam kam fren mekanizmas› ve alt detay parçalar›.

Frenin çalışması için gerekli tahrik, hava körüğü tarafından sağlanır. Hava körükleri, servis ve imdat tipi olmak üzere iki çeşittir (Şekil 3.7).



Şekil 3.7 : Servis ve imdat tipi fren (hava) körükleri.

Servis tipi hava körüğü, sadece ayak freni uygulamasında, imdat tipi hava körüğü ise hem ayak hem de park freni (el freni) uygulamalar›nda kullan›l›r.

İmdat tipi hava körüğü, servis ve imdat odası olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. İmdat odası içerisinde bulunan yay üzerinden park freni uygulaması sağlanır. Hava Körüğü itici milinin ileri doğru hareketi, levye ve levye'ye montajl› bulunan Z – kam mili'ni döndürür ve frenleme gerçekleşir. Pabuç ve kampana arasındaki boşluk, otomatik boşluk ayarlayıcı mekanizma taraf›ndan sabit tutulur [7].

4. AĞIR TİCARİ TAŞITLARDA KULLANILAN KAMPANALI FRENLERDE TİTREŞİM VE NEDENLERİ

4.1 Titreşim (Judder) ve Terminolojik Kavramlar

Fren titreşimi, araç süspansiyonun frenleme esnasında görülen 1. Dereceden tahrik mertebesi sonucunda oluşmaktadır. Fren titreşim fenomenin genel görünümü, Frenleme esnasında öncelikle araç kabininde oluşan ve direksiyondan da hissedilen büyük genlikli titreşimlerdir [8].

Genel olarak titreşim, yüksek hızda orta frenlemeden ağır frenlemeye doğru, düşük hıza kadar sürekli fren uygulanması ile başlar. Süspansiyon sisteminin karekteristik davranışı önden arkaya doğu ve bazen tekerin düşey yönündedir. Bu süspansiyon sisteminin davranışı 10 – 20 Hz aralığında dikkate değer olmaktadır. Bu titreme genelde araçta kendini sarsma olara göstermektedir. Bu titreşim, ayaklardan, koltuktan, direksiyon kolonundan veya araç genelinden hissedilecek değerde olmaktad›r [8].

Ses ve titreşim frekans mertebelerine gore sınıflandırılmakadır. Terminolojik olarak aşağıdaki şekilde sınıflandırılmaktadır [10].

Judder (titreşim) : Düşük frekanslı ve non – resonant ve tipik olarak 10 Hz alt›ndaki sal›n›mlard›r.

Drone : Yüksek h›z ve 200 Hz alt›ndaki sal›n›mlard›r ve s›kl›kla mavi benekli ›s› noktalar› sonucu görülür.

Groan : Yarı rezonanslı titreşim ve 100 Hz altındaki salınımlardır.

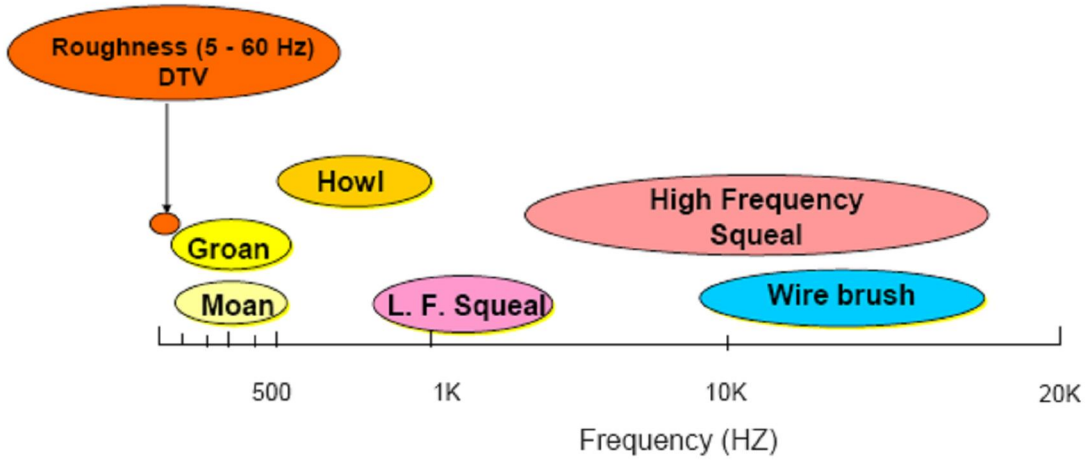
Hum : Sinuzoidal rezonansl› ve 100 Hz – 400 Hz aras›nda olan sal›n›mlard›r.

Moan : Bütün kabin hareketi ile beraber 500 Hz – 700 Hz aras›nda olan sal›n›mlard›r.

Low frequency squeal : 2, 3 veya 4 çapsal modlu mertebeli ve 2 kHz – 4 kHz aras›nda olan sal›n›mlard›r.

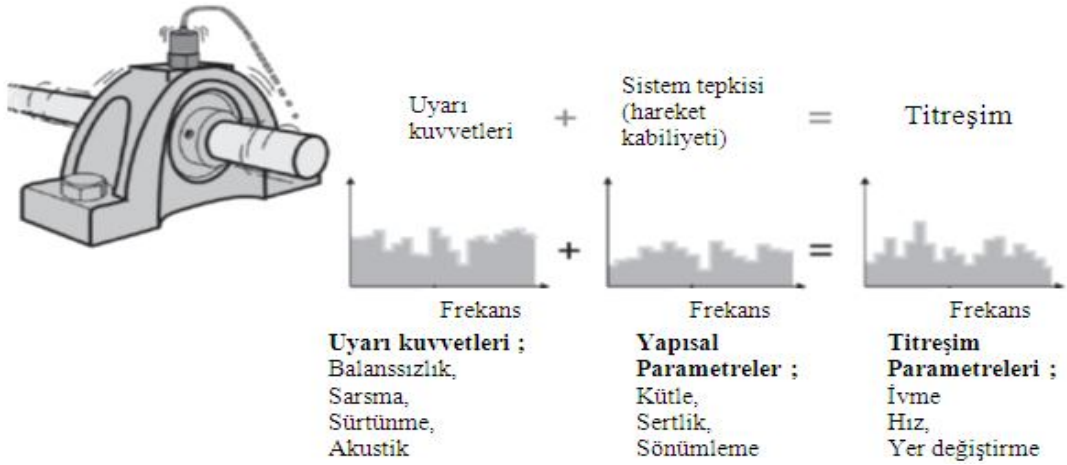
High frequency squeak : 5- 10 çapsal modlu mertebeli ve 4 kHz – 15 kHz aras›nda olan sal›n›mlard›r.

Wire brush : 20 kHz' e kadar rastgele genlikli modulasyonu olan sal›n›m [10].



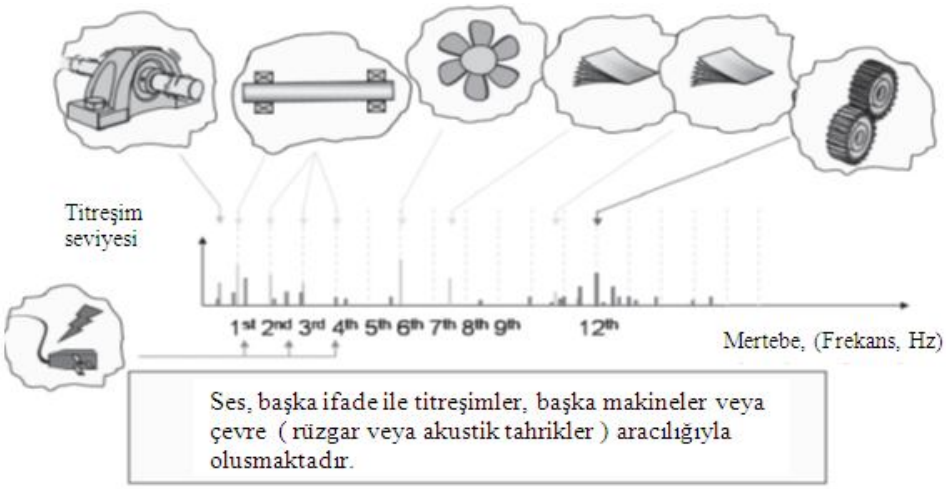
Şekil 4.1 : Ses ve titreşimlerin frekans alanı [11].

Gerçek yaşamda titreşim örneğini şekil 4.1 de şaft dönel parçası için düşünelim ve nasıl oluştuğunu şekilsel olarak inceleyelim. Şekil 4.1 ' de görüldüğü gibi sisteme bir sürü uyarı ve sistem tepkileri karışmaktad›r. Sistemin toplam tepkisi, etkiyen kuvvetlerin kombinasyonu ve sistemin hareket kabiliyetinin etkisi sonucu olarak titreşim oluşmaktadır. Bu kavram tüm ses ve titreşimlerin çalışmalarının temelidir [9].



Şekil 4.2 : Gerçek yaşam titreşim sistemi [9].

Makinelerin dönen parçaları farklı frekanslarda titreşim yaratmaktadırlar. Şekil 4.2 ' de farklı dönel sistemlere sahip mekanizmaların titreşim seviyelerine karşılık gelen tahrik mertebelerini göstermektedir.



Şekil 4.3 : Titreşimin potansiyel kaynakları [9].

Titreşim judder olarakta bilinmektedir ve çok extrim koşullarda ortaya çıkmaktadır. Bir ses değildir. Hiç kimse titreşimi yada judder‘› duyamamaktad›r çünkü frekans olarak çok küçük mertebelerdedir sadece titreşim olarak hisedilmektedir [9].

2 çeşit titreşim bulunmaktadır. Bunlar sıcak titreşim (hot judder) ve soğuk titreşim (cold judder) olmak üzere s›n›fland›r›lmaktad›r.

4.1.1 Sıcak titreşim (hot judder)

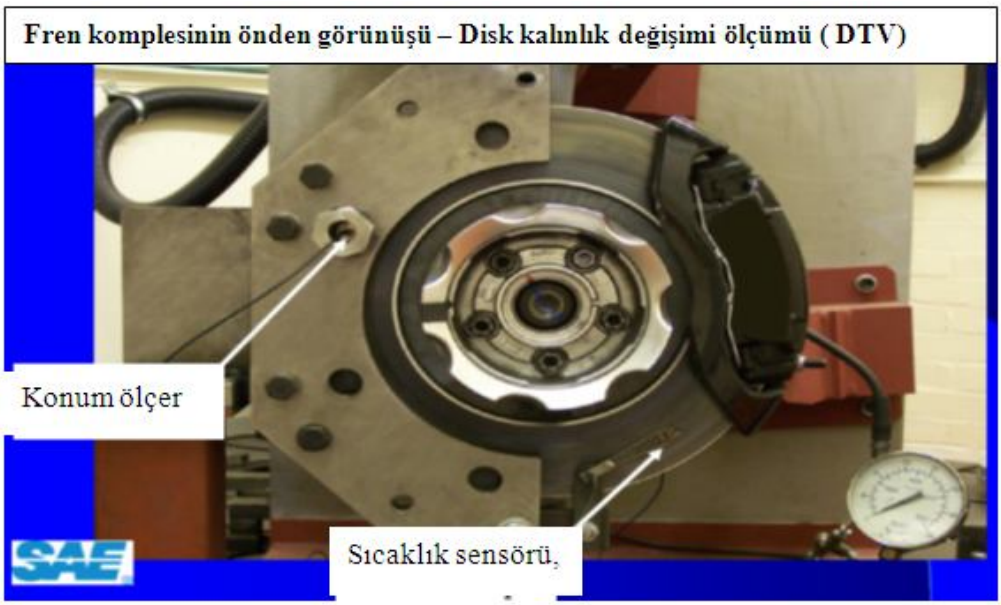
Frenlerin aşırı şekilde kullanımı sonucu oluşur ve rotor yüzeyinde şekil 4.4‘te de gösterildiği gibi homojen olmayan ısınmalar ve sıcak benekli noktaların oluşmasına sebep olur. Bu durum rotor üzerinde çarp›kl›klara neden olur. Bu rotor üzerinde olan çarpıklık fren tork değişimlerine (BTV) neden olarak sürücünün titreşimi hissetmesini sağlar. Bu durum genelde daha çok Avrupa’ da yayg›nd›r. Yüksek vitesli kullan›mlar ve daha agresif sürtünme malzemesi bu probleme neden olur [9].



Şekil 4.4 : Disk yüzeyinde homojen olmayan ısı dağılımları, spot [10].

4.1.2 Soğuk titreşim (cold judder)

Genelde sadece fren mekanizma’ n›n çalışması sonucu oluşabilir. Yaygın olarak frenleme yapılmaması durumunda fren mekanizmasının çalışması prensibi gereği düzenli olmayan rotor üzerindeki aşınmalar teker dönmesi ile rotor üzerinde disk kalınlığı değişimine (DTV) neden olur. Kalınlık değişimi tekrar kendini tork değişimi olarak göstermekte ve sürücü tarafından titreşim olarak algılanmaktadır. Bu durum titreşim daha yaygın olarak Amerika’ da ve Japonya’ da görülmektedir. Disk kalınlık değişiminin deneysel ortamda nasıl ölçüldüğü şekil 4.5 ‘ te gösterilmektedir.



Şekil 4.5 : Disk kalınlık değişimi ölçümü [10].

4.2 Tahrik Kaynaklar›

Frenleme esnasında görülen titreşimleri tetikleyen ve oluşmasına neden olan iki büyük kaynak vardır. Bunlardan biri dönen komponentler bir diğeri ise titreşimin oluşmasına asıl sebep olan frenlerdir [8].

4.2.1 Dönen komponentler

Tahrik kuvveti 2 ana kaynak vasıtasıyla gelişir.

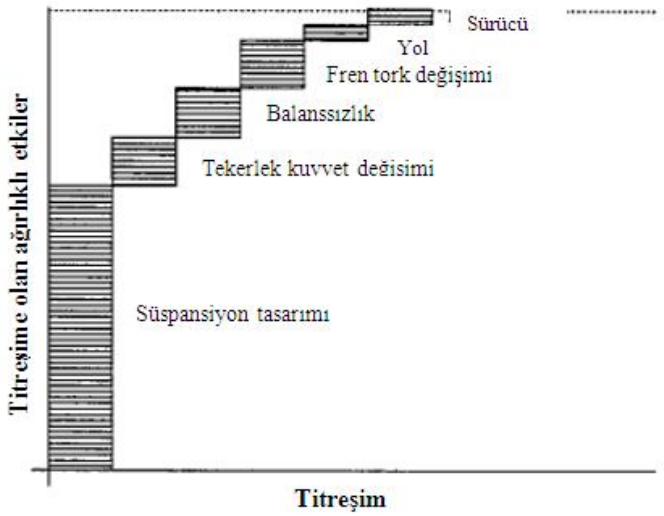
- Lastik kuvvet değişimleri
- Çeşitli dönen komponentlerin balanssızlığı

Lastik kuvvet değişimleri farklı kaynaklar etkisiyle ortaya çıkmaktad›r. Ana kaynak ise uni-form olmayan lastik ve jant formunda olan hatalard›r. Fakat ayr›ca, lastik dizaynı ve ne kadar iyi imal edildiği de büyük öneme sahiptir. Sürücü davranışını etkileyen yol yüzeyi de ayr›ca, süspansiyon sistemine etki kuvvetinin oluşmasına sebep olur [8].

Balanssızlık, dönen lastik, poyra kapağı, poyra, jant, kampana ve disk nedeniyle ortaya ç›kar.

Bu tahrikler her zaman sürüş esnasında kendini gösterir ve eğer bu durum sürücü tarafından hisedilir ise araç titreşimi olarak hisedilir ki bu durumu anlamak gerekli şarttır. Bununla birlikte yine de frenleme esnasında aynı tahrik kuvvetleri süspansiyon burç uyum davranışı nedeniyle hisedilebilir. Frenleme esnas›nda süspansiyon burçlarının sertlik değeri artar ki tahrik kuvvetlerinin izolasyonun azalmas› ile sonuçlan›r. Bu durum elasto-kinematik davranış ile beraber, bütün süspansiyon değişiminin davranışını etkiler. Bu tip fren titreşimi gerçekten frenleme esnasında aracı sallar. Teker kuvvet değişimleri veya balansızlıktan gelen fren titreşimlerinin yanıltıcı olduğu açıktır ki çünkü tahrik kuvvetleri fren kökenli olarak oluşmaktadır [8].

Bir sistemden titreşim olayına bakış açısı ortaya çıkan sonuç, bir tahrik ve tepki sonucu oluşur. Çeşitli süspansiyon ve izolasyon olayları cevapları toplarken; teker kuvvet değişimleri, komponentlerin balanssızlıkları, fren tork değişimleri ve yol – sürücü denklemin tahrik parçalarını oluşturmaktadırlar. Şekil 4.6 her bir design aç›s›ndan alg›nan relatif etkileri göstermektedir [8].



Şekil 4.6 : Titreşime neden olan relatif etkiler [8].

4.2.2 Frenler

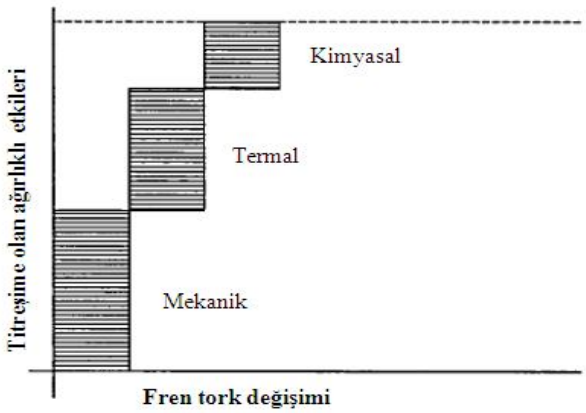
Otomotiv frenleri, hareket eden ve kinetik enerjiye sahip olan aracın sahip olduğu enerjiyi ısıya dönüştürür. Açığa çıkan ısı birbiriyle bitişik olan komponentler aracılığıyla iletim yolu ile, atmosfer vasıtasıyla radyasyon yolu ile ve ayr›ca kimyasal tepkimeler, metalurjik değişiklikler ve aşınmalar ile sonuçlanarak harcanmaktadır [8].

Yukar›da bahsedilen prosesler normal kuvvet veya sürtünme katsay›s›n›n herbirinde değişimine neden olabilecek orijinal komponentlerin şekil değişimleri ve fiziksel karekteristikleri için sorumludurlar. Bu durum tahrik kaynaklar› olan fren kuvvetinde ve sonuç olarak fren tork değişimlerine neden olacaktır. Disk frenlerde, eğer balatalar hareket edebilirlerse normal kuvvet değişimleri piston hareketine neden olabilir. Bu durum hidrolik sistemde bas›nç dalgalanmalar›na neden olacakt›r ki bu durum ayr›ca araçtaki diğer frenlerdeki normal kuvvetleri de etkileyecektir. Hidrolik basınç dalgalanmalar› sürücü taraf›ndan fren pedal›ndan hissedilebilir ve kendini pedal vurmas› olarak gösterir. Fren pedal›n›n vurma seviyesi, hidrolik sönümleme miktar›, hat uzunluğu ve fren silindir çapı..gibi parametrelerden etkilenebilir. Belki, titreşim taban panelinden geliyor ve pedal bağlantısı bazen pedal vurması olarak raporlan›yor [8].

4.2.2.1 Disk frenler

Fren tork değişimleri birbiri ile bağlantılı olan 3 ana alana ayrılabilir.

- Termal
- Kimyasal
- Mekanik



Şekil 4.7 : Fren tork değişimine neden olan dağılımlar [8].

Termal kaynaklı fren titreşimleri

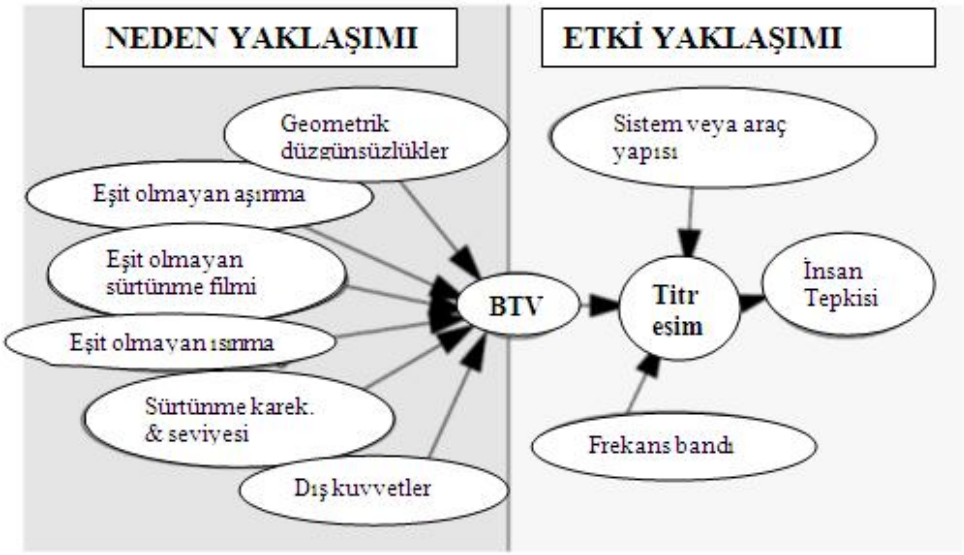
Genel olarak termal kaynaklı titreşimler sıcak titreşimler (hot judder) olarak s›n›fland›r›l›r. Yüksek vitesli ve ağırlık, sayıları artan önden çekişli araçlara ek olarak birleştirilmiş yüksek fren kuvvetleri sonucu yüksek enerji dönüşümlerine neden olmaktad›r. Bu durum disklerin yüksek sıcaklıklara ulaşmasına ve balataların aşırı ısınmasına neden olur. Disk sıcaklığı yükseldiğinde birkaç derece eğilecek. Genellikle bu çarpıklık konikleşme ve yamuğun bir kombinasyonudur. Bu durum spesifik sıcaklıklarda yüksek salgıların olşmasına neden olabilir.

Kimyasal kaynaklı fren titreşimleri

Kimyasal proses disk yüzeyini ve disk ile balata aras›ndaki sürtünme yüzeyinin bozulmasını etkileyebilir. Frenin sürtünme davranışı, titanyum içerikli disk ve balata malzemesinin bileşiminden etkilenebilir. Çalışma sırasında, sıcaklık çevrimine ve disk yüzeyin pürüzlülüğüne bağlı olarak balata ve disk arasında tipik olarak kalınlığı 1 – 7 μm arasında orta bir katman (transfer film tabakası) oluşur. Bu katman balata malzemesi ile birleşmiş metalik elementler içerir ve frenlerin sürtünme davranışını belirler. Bu katmanı local olarak değiştirmek gerçek malzeme değişimi veya yüksek s›cakl›k etkisi alt›nda bozulmas› olabilir. Sonuç olarak, beklenen miktarda balata malzemesi disk' e transfer olacakt›r. Muhtemelen, s›cak frenler araç dururken fren uygulandığında balataların diske yapışması olabilir. Bunların her ikisi araç park edildiğinde balatalar disk yüzeyinin bir bölümünü korozyondan koruduğunda muhtemelen diskin dış atmosfere açık olan kısımları korozyona neden olabilecek ve eşit olmayan disk yüzeyinin oluşmasına neden olacaktır. Genellikle balataların global değişiklikleri fading ve squeal 'i iyileştirecek şekilde olmaktadır, fakat local değişiklikler genelde bu iyileştirmeyi sağlayamaz. Bu durum bir daha yok olmayacak fren tork değişimlerine (BTV) neden olacak [8].

Disk malzemesinin frenleme esnasında ısınma ve soğuma oranı önemlidir. Kati dökme demir alaşımları martenzit bölgelerinde yüksek termal şoklara maruz kalmaktad›rlar. Yüksek hacimli martenzit yap›lar› perlit' e karşı disk local olarak birkaç μm büyür. Onun en yüksek bölgesinde martenzit yapısı baz malzemesinin yaptığından balata malzemesi ile farklı bir sürtünme katsayısı gösterecektir [8].

Şekil 4.8 Fren tork değişim nedenlerine ve etkilerinine nasıl yaklaşımlar yapılacağı göstermektedir. Neden ve etki yaklaşımları olmak üzere oluşan titreşimin çıktısı olarak insan etkilenmekte ve tepkisi al›nmaktad›r.



Şekil 4.8 : Fren tork değişimi problemine yaklaşımlar [12].

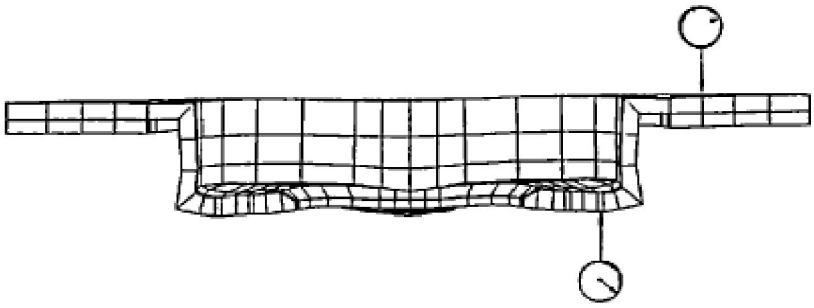
Mekanik kaynaklı fren titreşimleri

Mekanik olarak bakış açısı ise diskin ve sonradan görülen yan yüzün düzensiz aşınmasının kinematik davranışı birbirine bağlıdır. Düzensiz aşınma, diskin belirli bölgelerindeki aşınmanın diğer noktalara göre daha fazla aşınmasıdır. Bu durum disk kalınlığında değişimlere neden olur. Frenleme yapıldığında, balatalar disk yüzeyindenki düzgün aşınmamış bölgelere bastığında fren tork değişimleri (BTV) ile sonuçlan›r [8].

Diskler kalınlık değişimini oluşturabilmektedirler, çünkü fren balataları disk ile bazı bölgelere hafifçe dokunmaktad›rlar. Bu durum özellikle yüzen kaliperli sistemlerde beklenen durumdur. Disk üzerinde hafif sürüklemeye neden olan geri gelme bu nedenle s›n›rl›d›r.

Eğer montaj halinde kabul edilen bir salgı var ise, aşınma en yüksek noktalarda toplanır. Çoğu imalatçılar, disk salgısını 0.080 mm ‘ den daha iyi olacak şekilde imal etmektedirler fakat 0.040 ‘ tan daha aşağı olacak şekilde iyileştirme istemektedirler. Yeni diskler ayrıca imalat çıkışlı olarak disk kalınlık değişimleri (DTV) vard›r.

Diskler, tekerlerin disklere bağlama kuvvetleri ve eşit olmayan cıvata veya somunlar›n s›kma torklar› nedeni ile dalgalanabilir. S›cakl›k yüklemesi, ayr›ca salg›y› ve diskin genel şeklini değiştirdiği bilinir [8].



Şekil 4.9 : Teker torklanması nedeni ile çarpılmış fren diski [8].

4.2.2.2 Kampana frenler

Fren titreşimi fren tork değişiminin bir sonucu olmasına rağmen genellikle ön (disk) frenlerde oluşur. Bazen titreşim tahriği arka frenlerde de olabilir. Kampanalı frenlerde tahrik kuvvetleri kampana salgısı nedeniyle gelişir. Daireselliğin tolerans dışı olması imalat esnasında veya transfer esnasında oluşabilir [8].

Kampanalar›n imalat tesislerinden montaj tesislerine transferleri esnas›nda kampanalar›n belirli kurallar göz önüne al›narak istiflenmesi gerekmektedir. Aksi takdirde bu durum hem kampana balansızlık değerinin değişmesine hemde kampana salgı değerinin değişmesine neden olarak frenleme esnasında fren tork değişimlerine neden olarak fren titreşimlerinin görülmesine neden olur (Şekil 4.10).



Şekil 4.10 : Kampanalar›n doğru ve yanlış istifleme (depolama) metodlar› [13].

Kampanalar aşırı derece rutubet ve nemli olan yerlerden uzak olacak şekilde şekil 4.10 ‘da gösterildiği gibi stoklanmalıdır. Düzgün yapılan istif sonucu, hem kampanaların salgı değerleri, balansızlık değerleri hemde kampanaların frenleme yüzeyleride herhangi bir darbe alınmadan böylece korunmuş olarak kampanın ömrü korunmuş olur [13].

Kampanalar sıcakken el freninin çekilmesi sonucu yetersiz soğumadan dolayı kampanalarda çarpıklıklara neden olabilir. Eşit olmayan bağlama veya jantın yetersiz destek yüzeyi ayr›ca çarp›kl›klara neden olabilir [8].

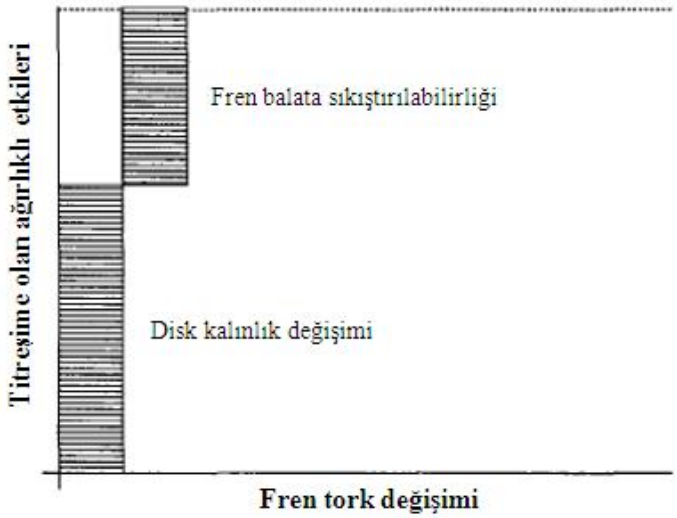
Disk veya kampana kalınlık değişimleri balanssızlığı oluşturan en büyük etkenlerdir. Kampana üreticilerinin kampana balanssızlık değerlerini frenleme esnasında titreşim yaratmayacak şekilde araç üreticilerin istedileri ölçüde sağlayabilmek için uygulamış olduklar› 2 yöntem bulunmaktad›r.



Şekil 4.11 : Kampana balans alma yöntemleri [13].

Bu yöntemler şekil 4.11 ‘ de gösterildiği gibi işleme yöntemi ile balans alma ve geleneksel kaynatılmış balans ağırlığı ile balans almadır. Her iki yöntem ile de aynı spesifikasyonlarda balanssızlık değeri sağlanabilmekte ve aynı performansı sağlayabilmektedir. Serviste, kampana değişimi için kampana siparişi verildiğinde veya yeni kampana takılması esnasında işleme yöntemi ile balansı alınmış kampananın yerine geleneksel kaynatılmış balans ağırlığı ile balansı alınmış olan kampanayla değiştirilmesi kabul edilebilirdir [13].

Teker kuvvet değişimleri, balanssızlık ve yol ve sürücü etkileri kolayca anlaşılır. Bununla birlikte fren tork değişimi (BTV) ve nedenleri daha az anlaşılırdır. Fren tork değişiminin en büyük etkeni disk kalınlık değişimi (DTV) ve bununla birlikte balata sıkıştırabilirliğinin de araç tepkisi aç›s›ndan oldukça etkisi vard›r (Şekil 4.12).

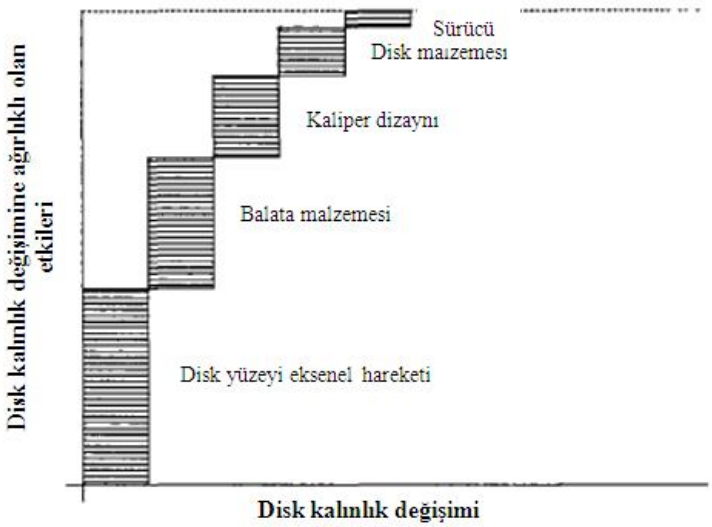


Şekil 4.12 : Disk kalınlık değişiminin ve balata sıkıştıralabilirliğinin fren tork değişimi üzerindeki etkileri [8].

Disk kalınlık değişimi birçok faktörden etkilenir. Bunlardan bazıları imalat salgıları ile ilgilidir. Diğerleri ise balata/rotor' un aşınma karekteristikleri ile ilgilidir. Aşağıda belirtilenler anahtar etkiye sahip oldukları düşünülebilir.

- Disk yan yüzeyinin eksenel hareketi,
- Balata malzemesi,
- Kaliper dizayn›,
- Disk/kampana malzemesi,
- Sürücü

Şekil 4.13 'te yukar›da belirtilen parametrelerin fren tork değişimine üzerinde olan etkilerinin büyüklüğü gösterilmektedir.



Şekil 4.13 : Farklı parametrelerin disk kalınlık değişimine olan etkisi [8].

5. Z – CAM FREN SİSTEMİ FREN TİTREŞİMLERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Ağır ticari taşıtlarda frenleme esnasında görülen fren titreşimlerinin deneysel olarak incelenmesi ve test edilmesi kapsam›nda Z – cam fren sistemine sahip olan bir araç teste tabi tutulmak üzere enstrümente edilmiştir.

Sürücüden gelen geri bildirime göre arac›n yüklü, asfalt yolda iken yüksek h›zlarda hafif frenlemeye başlandığında araç düşük hızlara gelene kadar titreşimin artarak devam ettiği bilgisine istinaden bu araç üzerinden titreşime yönelik data toplanmıştır. Sürücünün titreşimi aracın ilk önce direksiyondan ve daha sonra kabinden olacak şekilde algıladığı algıladığı yönündedir. Yapılan test sürüşlerinde de bu durumun varlığına rastlanmıştır.

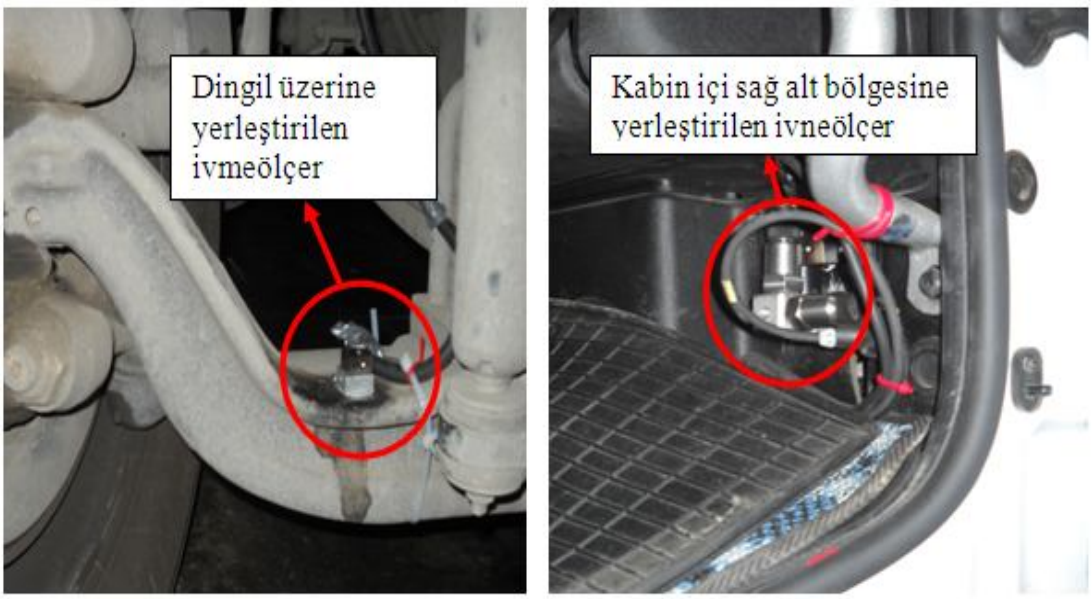
5.1 Araç Enstrümantasyonu ve Arac›n Teste Haz›rlanmas›

Araç enstrümantasyonu sürücünün belirtmiş olduğu yüklü durumda titreşimin daha belirgin görüldüğü ifadesi üzerine araç yüklü olacak şekilde enstrümente işlemine başlanmıştır ve bu şekilde enstrümente işlemine devam edilmiştir.

Araç enstrümasyonu esnas›nda ön tekerlere toplam salg›s› ve toplam balanss›zl›k değerleri bilinen poyra – kampana komplesi araca montaj edilmiştir. Araca montaj edilen poyra – kampana komplelerine ait toplam salg› ve toplam balanss›zl›k değerleri aşağıdaki gibidir.

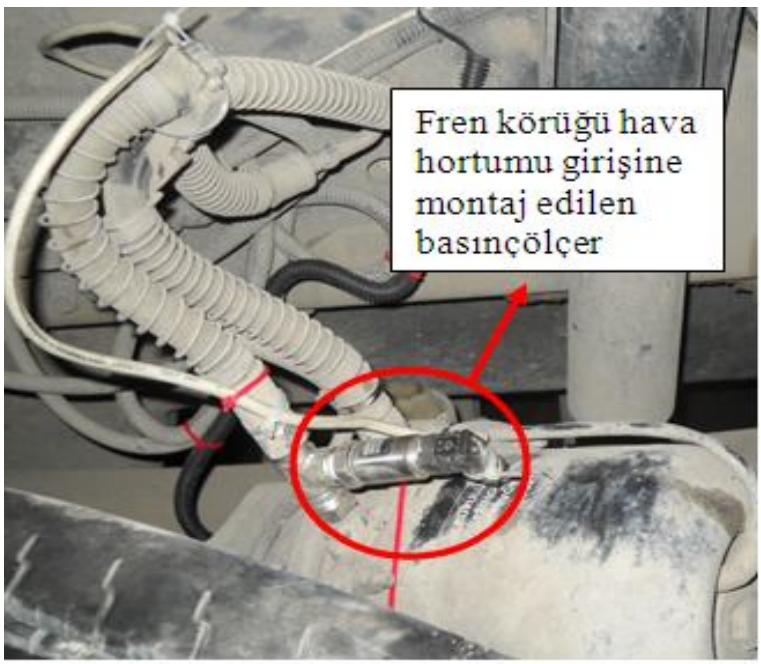
Ön sağ poyra – kampana komplesi toplam salg›s›	: 0.33 mm
Ön sağ kampana balanssızlığı	: 14 gr
Ön sol poyra – kampana komplesi toplam salg›s›	: 0,09 mm
Ön sol kampana balanssızlığı	: 92 gr

Araç enstrümantasyonu olarak, dingilin sağ tarafına konumlandırılmış 3 yönlü ivmeölçer ve kabin içi sağ alt bölgeye gelecek şekilde konumlandırılan 3 yönlü ivmeölçerler şekil 5.1' de görüldüğü gibi montaj edilmiştir.



Şekil 5.1 : Dingilin sag taraf›na ve kabin içi sağ alt bölgeye konumland›r›lan ivmeölçerler

Ayrıca, titreşimin hangi frenleme hava basıncında başladığı bilgisini hem sağ hemde sol teker fren körüklerine şekil 5.2'de gösterildiği gibi montaj edilen basınçölçer yard›m› ile okunacakt›r. Ayr›ca, araç h›z bilgisi de test süresi boyunca arac›n ECU'sü üzerinden kayıt altına alınmıştır.



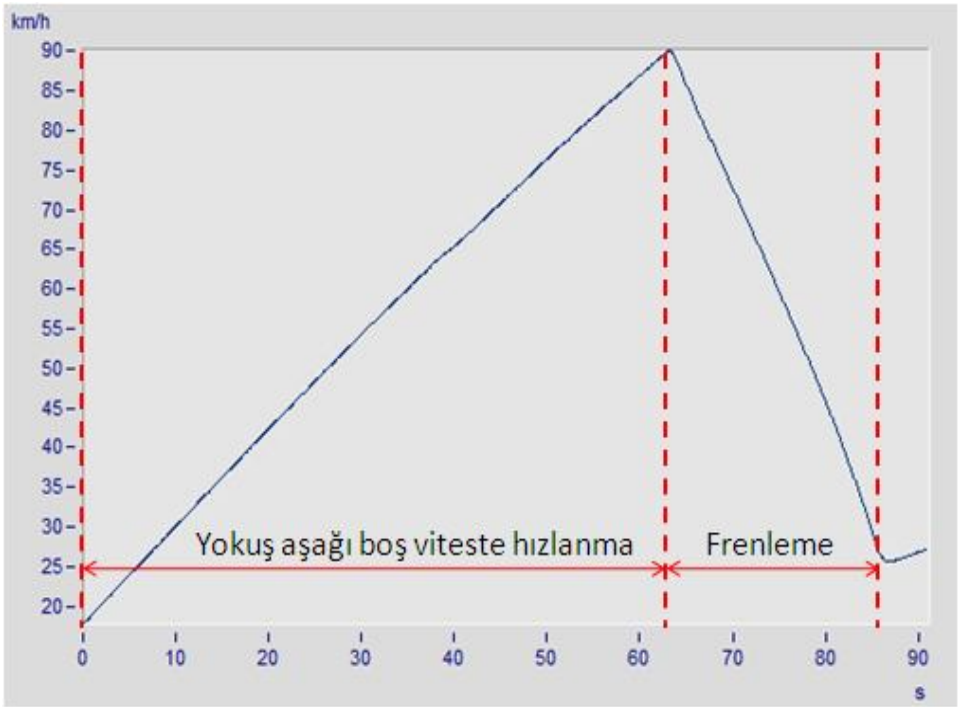
Şekil 5.2 : Fren körüklerine frenleme hava bas›nc›n› ölçmek üzere montaj edilen bas›nçölçerler.

5.2 Test Şartları ve Yükleme Koşulları

Araç enstrümantasyonu ve parça değişimleri sonrası araç test için hazır hale gelmiştir. Teste tabi tutulacak olan araç çekici araç olup, 24 ton yüklü dorse' ye sahiptir. Çekici araçta kullan›lan lastik ebatlar› : 295/80 R 22.5, ve araç h›z bilgisinden lastik devri hesaplan›rken kullan›lacak olan dinamik teker yar›çap› 0.507 m' dir.

Test parkuru olarak Şekerpınar bölgesindeki trafiği az olan, asfalt ve hafif eğimli yol kullanılmıştır. Ayrıca, sonuçları ciddi amlamda etkileyebilecek olan sürücü parametresi de göz önüne alınarak tek sürücü ile testler yapılmış ve tamamlanmıştır. Arac›n yüklü olmas› nedeni ile frenleme esnas›nda makaslama yapabilmesi durumu ve enstrümantasyonun da yağmur' dan etkilenebileceği göz önüne alınarak testler güneşli bir günde yapılmıştır.

Testler şekil 5.3' te görüleceği üzere 2 aşamalı olacak şekilde yapılmıştır.



Şekil 5.3 : Yokuş aşağı boş viteste hızlanma ve frenleme esnasında araç hız bilgisi.

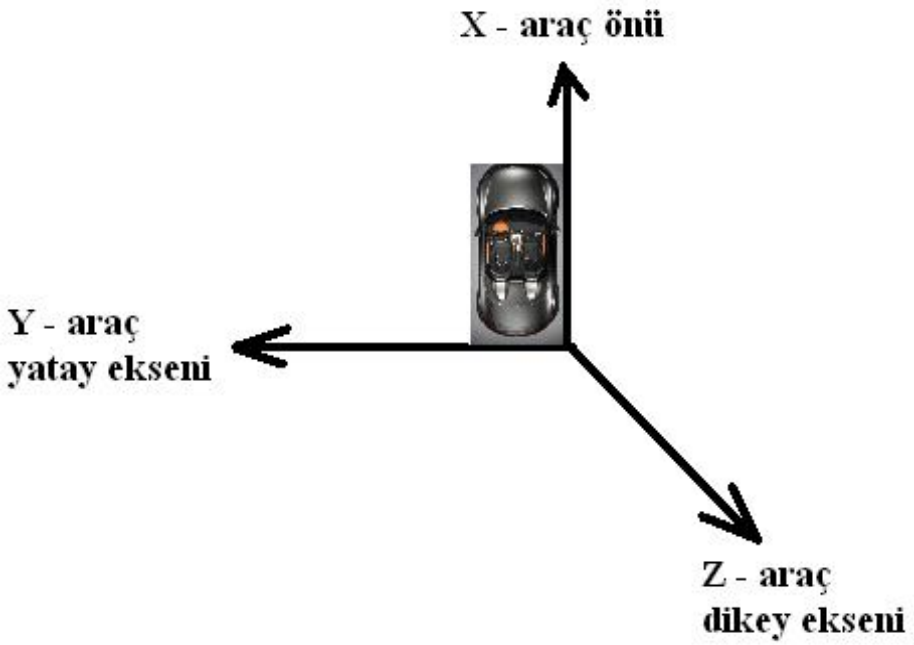
2 aşamalı test senaryoları aşağıda belirtildiği olacaktır.

- Yokuş aşağı boş viteste hızlanma
- Frenleyerek yavaşlama

5.2.1 Yokuş aşağı boş viteste hızlanma

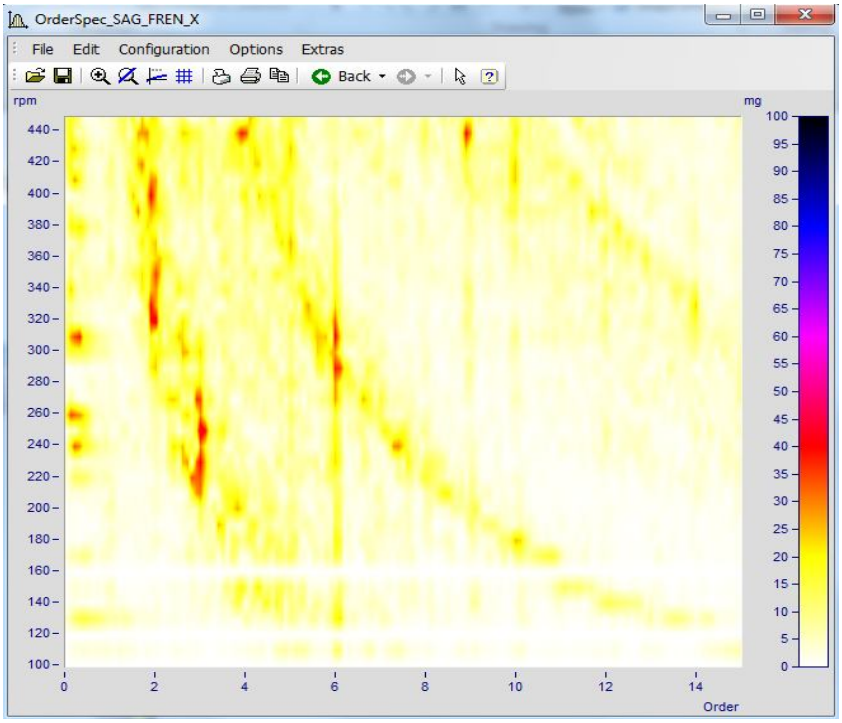
Şekil 5.3 ‘ ten de görüleceği üzere yokuş aşağıda boş viteste hızlanma senaryosu ; yokuş aşağı olan bir yolda motordan gelecek olan tahriki sisteme katmayacak şekilde boş viteste aracın kendi ataleti ile kazanacağı hız 90 km / h olduğu anda testin tamamlanması üzerine kurulmuştur ve aracın 0 km / h hızdan 90 km / h hıza boş viteste ulaştığı zaman bilgisi şekil 5.3’ teki grafikten de görüleceği üzere 63 s’ dir.

Dingilin sağ tarafına ve kabin içi sağ – alt bölmeye yerleştirilmiş olan 3 yönlü ivme ölçerlerden araç üzerine yerleşim yönleri şekil 5.4‘ te belirtildiği gibidir.

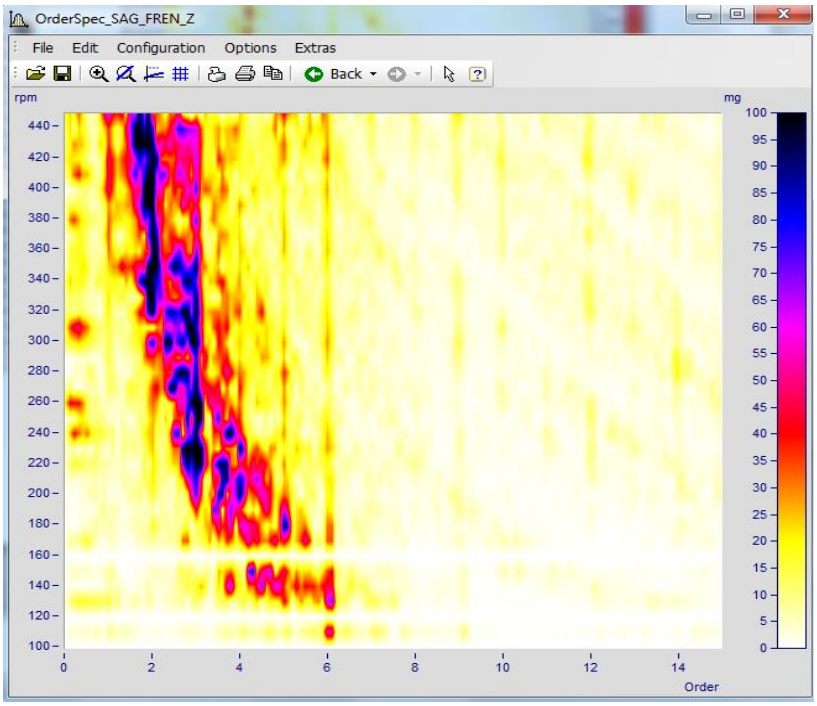


Şekil 5.4 : 3 yönlü ivme ölçerlerin araç üzerindeki konumland›rma durumu.

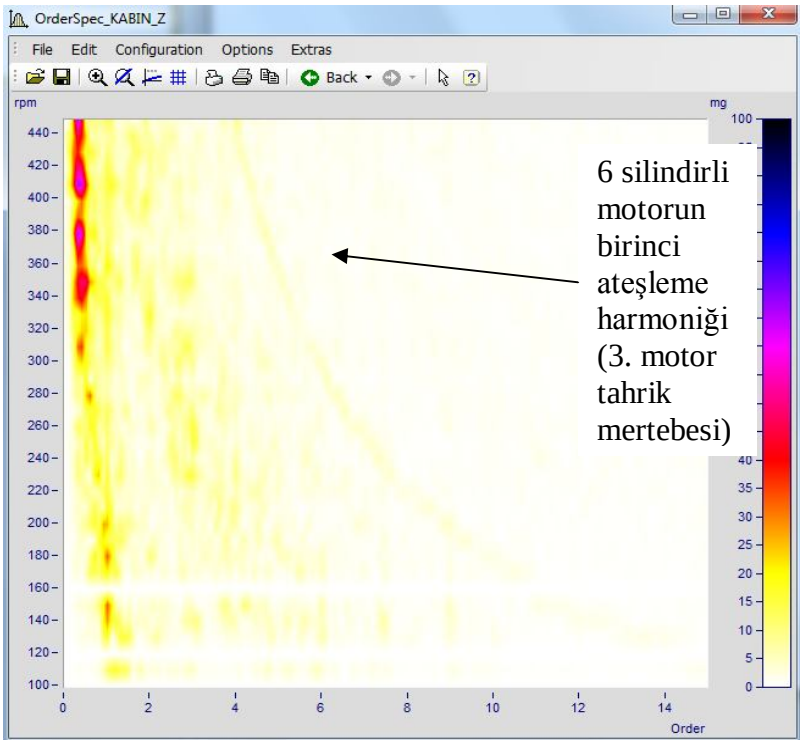
3 yönlü olan ivme yönlerinden frenleme esnasında araç üzerine etkiyeceği kabul edilen titreşimin dingil sağ tarafına yerleştirilen 3 yönlü ivme ölçerin büyük oranda X ve Z yönünü etkiyeceği ve kabin içi sağ – alt bölmeye yerleştirilen 3 yönlü ivme ölçerin Z yönünü en büyük oranda etkiyeceği düşünülerek tahrik mertebesine karşılık gelen tekerin dönme devri şekil 5.5, şekil 5.6 ve şekil 5.7‘ deki grafikler ile belirtilmiştir.



Şekil 5.5 : Dingil sağ tarafı (sağ teker) X yönünde oluşan tahrik mertebesine karşılık gelen teker dönme devri.

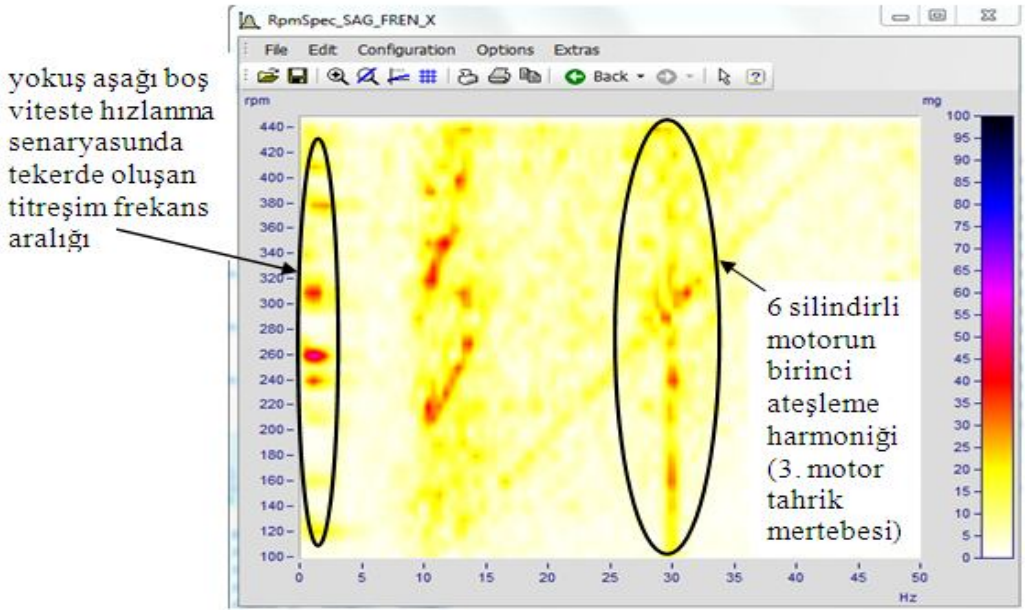


Şekil 5.6 : Dingil sağ tarafı (sağ teker) Z yönünde oluşan, tahrik mertebesine karşılık gelen teker dönme devri.



Şekil 5.7 : Kabin içi sağ – alt bölme Z yönünde oluşan tahrik mertebesine karşılık gelen teker dönme devri.

Aynı şekilde sağ teker için X ve Z yönünde, ayrıca kabin içi için Z yönünde elde edilen grafikleri frekansa karşılık gelen tekerin dönme devrini gösterecek şekilde grafiklere şekil 5.8, şekil 5.9 ve şekil 5.10' daki gibi dökülebilir.



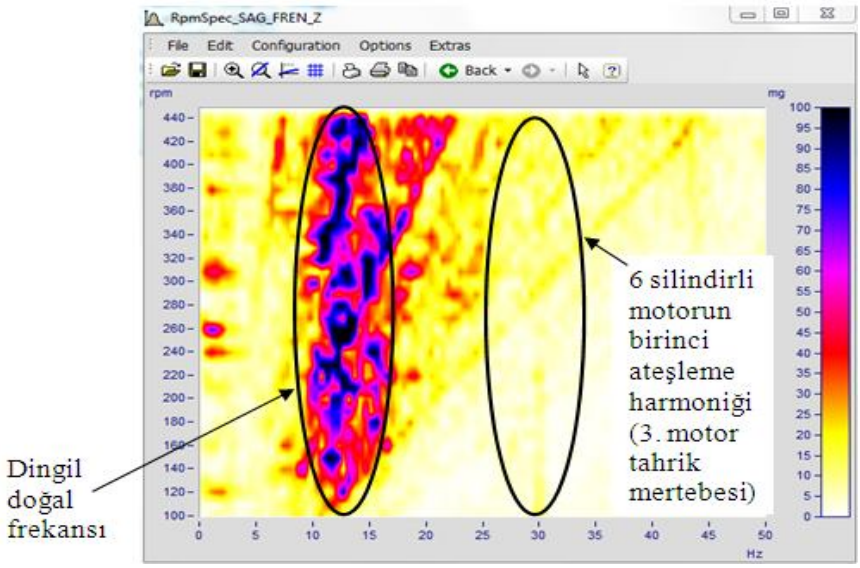
Şekil 5.8 : Dingil sağ tarafı (sağ teker) X yönünde oluşan frekansa karşılık gelen teker dönme devri.

Yokuş aşağı boş viteste hızlanma senaryosunda frenlerde tutma – bırakma şeklinde veya farklı bir nedenden kaynaklanması muhtemel titreme' nin periot' u ;

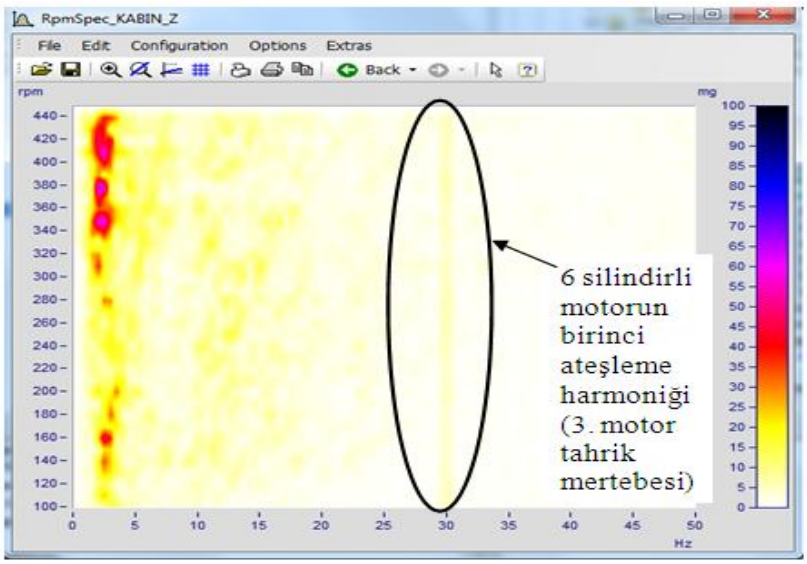
Yokuş aşağı boş viteste toplam hızlanma süresi daha önce de şekil 5.3' ten hesaplandığı gibi 63 s idi. Yokuş aşağı boş viteste toplam hızlanma senaryosunun 63 s' lik zaman süresince Şekil 5.8' dende görüleceği üzere toplamda 8 adet titreme görülmüştür.

T = 63/8 ➔ T = 7, 875 s bulunur. Buradan hareketle yokuş aşağı boş viteste hızlanma senaryosundaki frekans değerini aşağıdaki gibi bulabiliriz.

f = 1/T ➔ f = 1/7,875 ➔ f = 0,126 Hz bulunur.



Şekil 5.9 : Dingil sağ tarafı (sağ teker) Z yönünde oluşan frekansa karşılık gelen teker dönme devri.

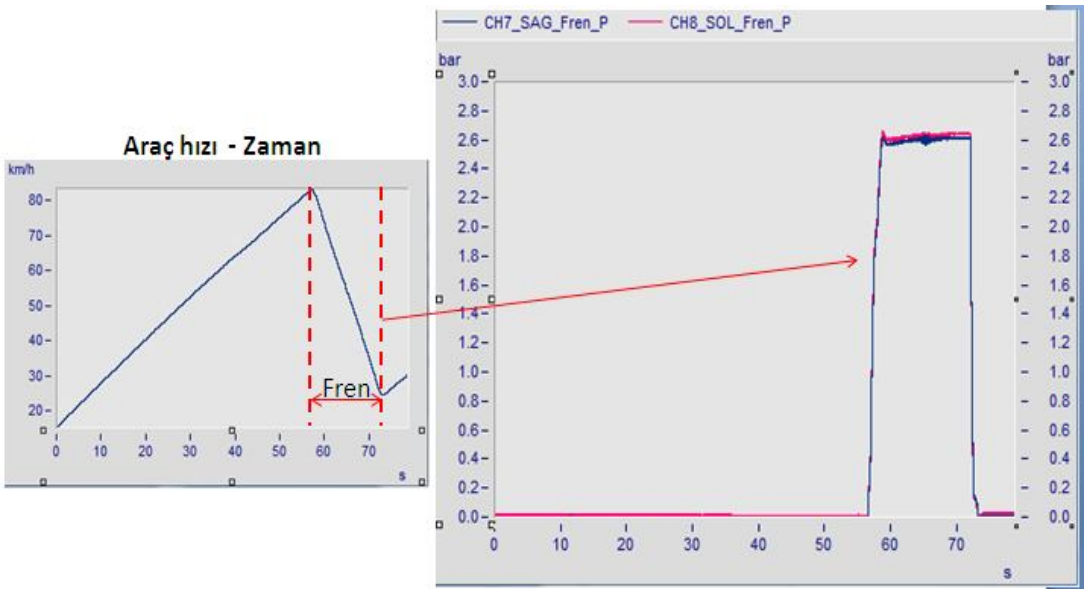


Şekil 5.10 : Kabin içi sağ – alt bölme Z yönünde oluşan frekansa karşılık gelen teker dönme devri.

5.2.2 Frenleyerek yavaşlama

Bu senaryo ise titreşimin varlığını ortaya koyacak senaryodur. Şekil 5.3‘ tede tests süresince kay›t alt›na al›nan h›z bilgisindende görüldüğü gibi araç 90 km / h‘ dan 30 km / h ‘a kadar frenleme yapılarak yavaşlamaktadır. Frenleme esnasında motordan gelecek olan tahrikleri hesaba katmamak adına frenleme boş viteste yapılmaktadır. aracın 90 km / h hızdan 30 km / h hıza boş viteste ulaştığı zaman bilgisi şekil 5.3’ teki grafikten de görüleceği üzere 23 s’ dir.

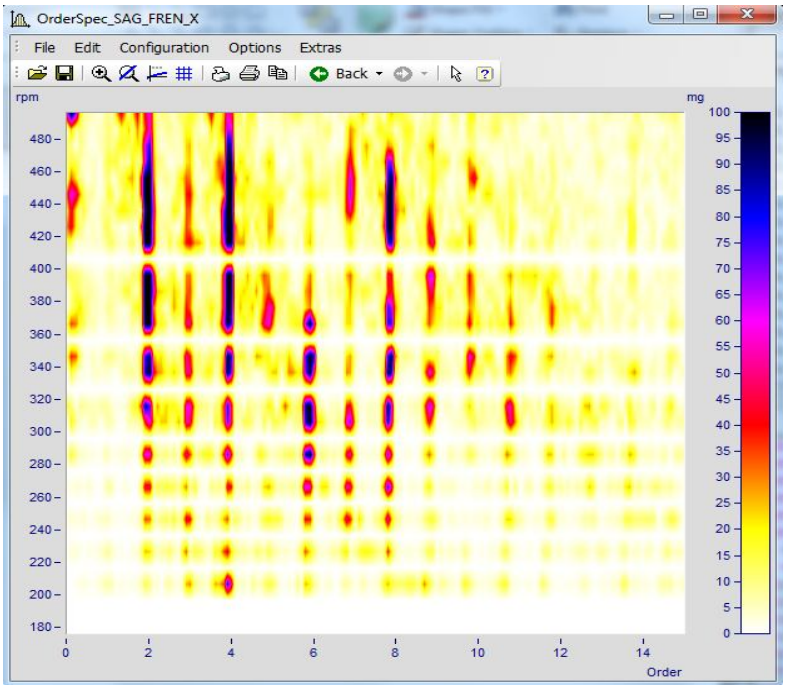
Bu frenlemeye karşılık gelen ve basınçölçerler üzerinden okunan hava bas›nç değerleri şekil 5.11 ‘de belirtildiği gibidir.



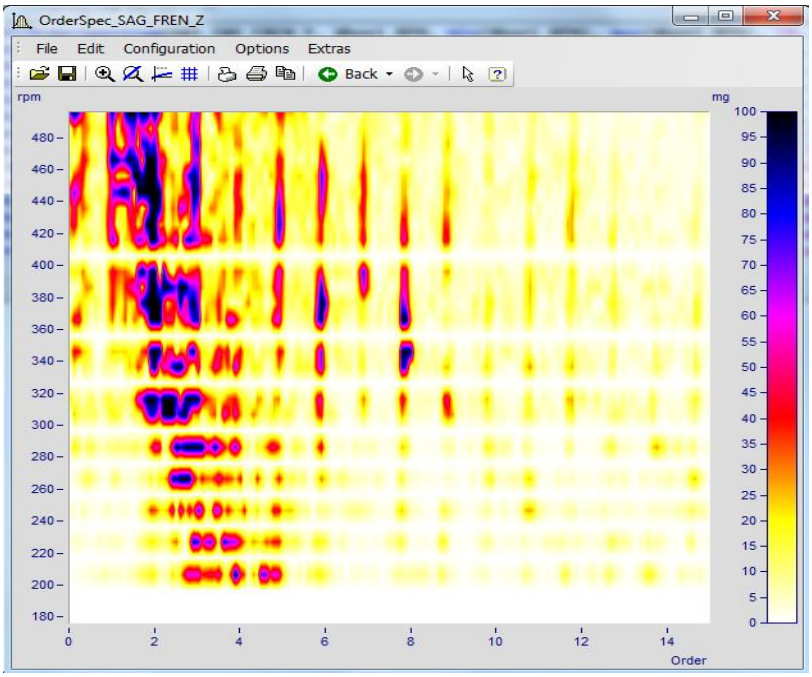
Şekil 5.11 : Frenleyerak yavaşlama senaryosunda ön sağ – sol tekerler üzerinden okunan basınç değerleri.

Şekil 5.11’ den görüldüğü üzere frenleyerek yavaşlama senaryosunda her 2 ön tekere gelen hava basınçları eşit ve 2,6 bar mertebeleri civarındadır. Bu basınç değeri ayrıca bize titremenin hangi basınçta görüldüğünü göstermektedir. Yokuş aşağı boşta hızlanma senaryosunda elde etmiş olduğumuz grafiklerin bir benzerlerini frenleyerek yavaşlama senaryosu içinde oluşturacağız.

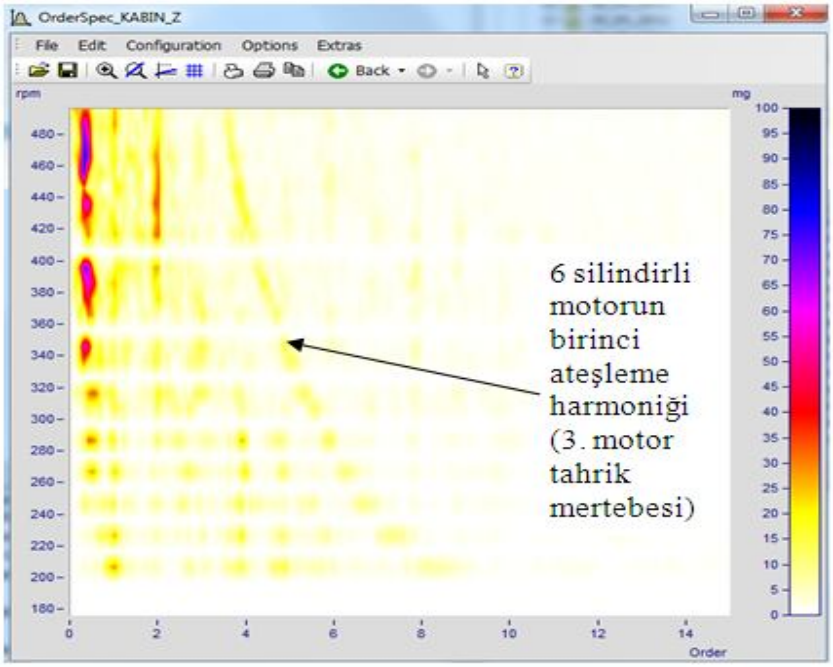
Aynı şekilde frenleyerek yavaşlama senaryosu içinde; frenleme esnas›nda araç üzerine etkiyeceği kabul edilen titreşimin dingil sağ tarafına (sağ tekere) yerleştirilen 3 yönlü ivme ölçerin büyük oranda X ve Z yönünü etkiyeceği ve kabin içi sağ – alt bölmeye yerleştirilen 3 yönlü ivme ölçerin Z yönünü en büyük oranda etkiyeceği düşünülerek tahrik mertebesine karşılık gelen tekerin dönme grafikleri şekil 5.12, şekil 5.13 ve şekil 5.14’ te verilmiştir.



Şekil 5.12 : Dingil sağ tarafı (sağ teker) X yönünde oluşan tahrik mertebesine karşılık gelen teker dönme devri.

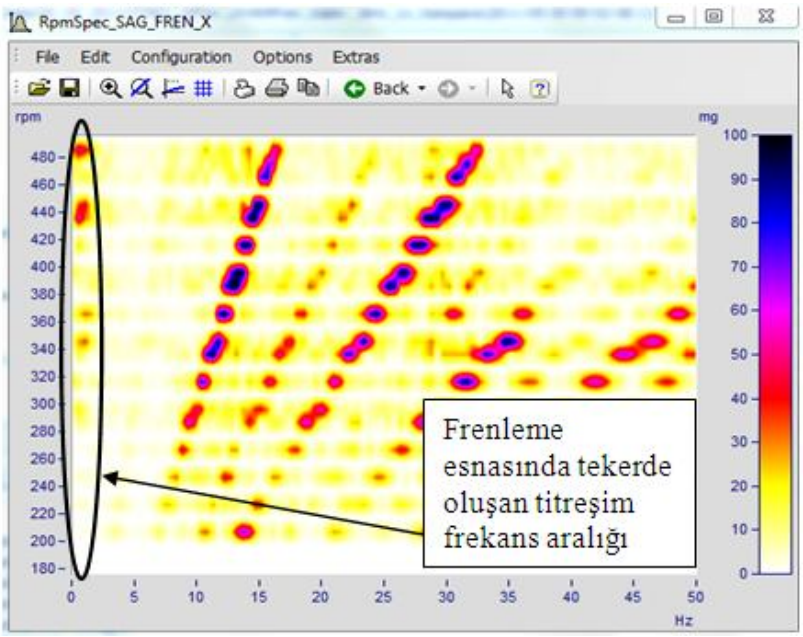


Şekil 5.13 : Dingil sağ tarafı (sağ teker) Z yönünde oluşan tahrik mertebesine karşılık gelen teker dönme devri.



Şekil 5.14 : kabin içi sağ – alt bölme Z yönünde oluşan tahrik mertebesine karşılık gelen teker dönme devri.

Aynı şekilde frenleyerek yavaşlama senaryosu için; sağ teker için X ve Z yönünde, ayrıca kabin içi için Z yönünde elde edilen grafikleri frekansa karşılık gelen tekerin dönme devrini gösterecek şekilde grafiklere şekil 5.15, şekil 5.16 ve şekil 5.17' daki gibi dökülebilir.



Şekil 5.15 : Dingil sağ tarafı (sağ teker) X yönünde oluşan frekansa karşılık gelen teker dönme devri.

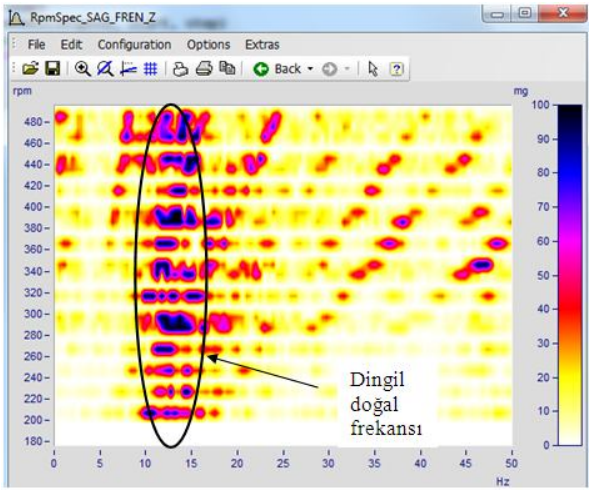
Frenleyerek yavaşlama senaryosunda titreme' nin yani frenleri tutma – b›rakma diyebileceğimiz olgunun periot' u ;

Toplam frenleme süresi daha önce de hesaplandığı gibi 23 s idi. Frenleme' nin 23 s' lik zaman süresince Şekil 5.15' dende görüleceği üzere toplamda 12 adet titreme görülmüştür.

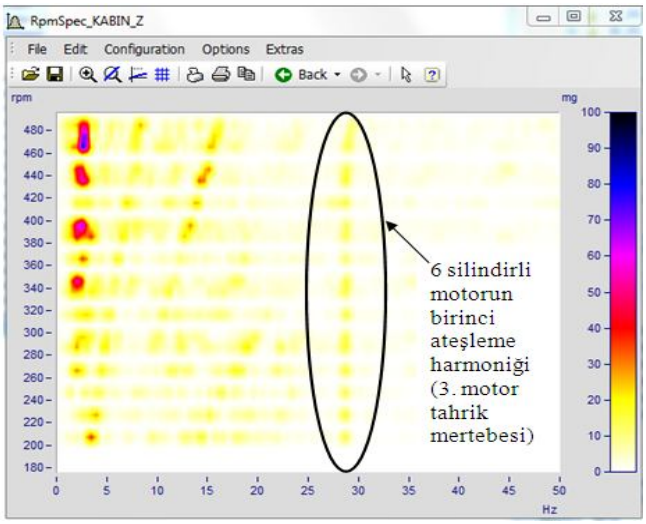
T = 23/12 ➔ T = 1, 916 s bulunur. Buradan hareketle frenleyerek yavaşlama senaryosundaki frekans değerini aşağıdaki gibi bulabilirz.

f = 1/T ➔ f = 1/1,916 ➔ f = 0,52 Hz bulunur.

Şekil 5.15' den de görüleceği üzere 23 sn' lik frenleme zamanı süresince elde edilen titreşimin frekans değeri 0,5 – 1 Hz aralığında bulunmuştur.



Şekil 5.16 : Dingil sağ tarafı (sağ teker) Z yönünde oluşan frekansa karşılık gelen teker dönme devri.



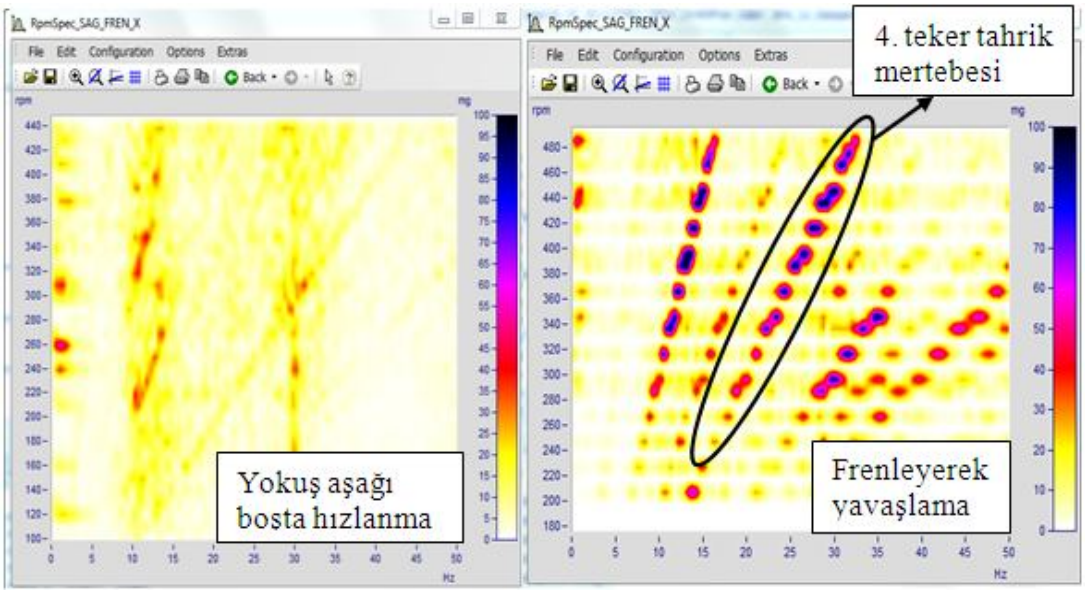
Şekil 5.17 : Kabin içi sağ – alt bölme Z yönünde oluşan frekansa karşılık gelen teker dönme devri.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yokuş aşağı boşta hızlanma ve frenleyerek yavaşlama senaryolarında da görüldüğü üzere frenleyerek yavaşlama senaryosu sonucu yaklaşık 0,5 – 1 Hz mertebelerinde titreşimin (salınım) varlığına rastalanmıştır.

1. Motorun rolanti' den çalışmadan kaynaklı olarak oluşan doğal frekansı 28 Hz civarlarında olduğu ve 6 silindirli motorun birinci ateşleme harmoniğinde (3. motor tahrik mertebesi) olduğu görülmüştür.
2. Aracın seyiri esnasında dingilin doğal frekansının 10 – 15 Hz aralığında olduğu görülmüştür.
3. Kabinde hisedilen titreşimler ile tekerlek bölgesinden toplanan titreşimler aras›nda ferkans, tahrik mertebesi ve oluşma zamanı açısından korelasyon görülmüştür.
4. Teker bölgesinde oluşan titreşimler, teker dönme devrine göre mertebe analizi yapıldığında en bask›n olarak 2. harmonikte görülmektedir.
5. Kabin içerisinde hisedilen titreşimin büyük bölümü tekerden gelen 2. Tahrik mertebesinde oluşmaktadır**.**
6. Yokuş aşağı boş viteste hızlanma senaryasunda matematiksel olarak hesaplanan frekans değeri 0,126 Hz iken frenleyerek yavaşlama senaryosunda bu değer de matematiksel olarak 0,52 Hz bulunmuştur. Grafiksel olarak elde edilen değerler de bunu bir nevi doğrular nitelikte olduğu söylenebilir.

Yokuş aşağı boşta hızlanma ve frenleyerek yavaşlama senaryolarının sağ teker X yönündeki frekansa karşılık teker dönme devir grafikleri karşılaştırıldığında şekil 6.1' de de görüldüğü gibi tekerden gelen 4. mertebeden tahrik de oluşmaktadır. 4. mertebeden oluşan tahriğin frekansı 20 – 32 Hz aralığındadır. Oluşan 4. mertebeden tahrik fiziksel olarak teker sisteminde 4 uyarı yaratan bir dengesizliği ifade etmektedir. Örnek olarak kampana daireselliğinin bozulup 4 nokta eşit olabilecek yüksek salgıların oluşması düşünülebilir.



Şekil 6.1 : Yokuş aşağı boşta hızlanma ve frenleyerek yavaşlama senaryolarının sağ teker X yönünde oluşan frekansa karşılık gelen teker dönme devri grafiklerinin karşılaştırılması.

Bu çalışmada kampana balansızlığından ve poyra – kampana komplesi salg›s›ndan gelebilecek olan üretim kaynakl› parametreler de göz önüne alınarak titreşimi tetikleyebilecek olan parametreler azaltılmaya çalışılmıştır. Her ne kadar dış etkilerden kaynaklanabilecek tetikleyiciler azaltılmaya çalışılsa da frenleme esnas›nda olabilecek termal ve kimyasal etkiler veya test öncesi montaj esnas›nda olabilecek mekanik etkilerin titreşim oluşmuna neden olması muhtemeldir. Çekici' ye bağlı bulunan yüklü dorsenin de fren sistemi ve süspansiyon sisteminin gözden geçirilmesi veya yalnızca çekici olacak şekilde testlerin yapılması daha doğru ve daha yal›n sonuçlar vermesi muhtemeldir.

Çekici kaynaklı olabilecek ve titreşimi tetiklemesi düşünülen dönen her parçanın ayrı balanslarının alınması veya bir bütün olacak şekilde tüm sistemin balansının alınması gerekmektedir. Tüm dönel sistemlerin doğru balansızlık değerinde olduklar›ndan emin olunarak titreşimi tetikleyecek uyarı say›s› azalt›larak ve frenleme esnas›nda oluşabilecek titreşimin kök nedenleri daralt›larak kesin kök neden aranmal›d›r.

KAYNAKLAR

[1] **Alt›parmak D., Düzgün M.,** 2007. *Taşıt Teknolojisi Dersi*, Gazi Üniversitesi, Ankara.

[2] **Sandalc› T.,** 2007. *Motor Dinamiği Ders Notları*, Y.T.Ü, İstanbul.

[3] **Megep.,** 2006. *Motorlu Araçlar Teknolojisi, Fren Sistemleri Modülü,* M.E.B, Ankara.

[4] **Göktan A. G., Güney A., Ereke M.,** 1995. *Taşıt Frenleri*, İTÜ, İstanbul.

[5] **ArvinMeritor Heavy Vehicle Braking Systems,** 2007. *Stopmaster Wedge Brake, Maintenance Manual no. MM-0153,* UK.

[6] **Meritor Heavy Vehicle Systems, LLC,** 2009. *Cam Brakes and Automatic Slack Adjusters,* USA.

[7] **Meritor Heavy Vehicle Braking Systems,** 2004. *Simplex Air Cam Drum Brake, Maintenance Manual no. MM-0267,* UK.

[8] **De Vries A., Wagner M.,** 1992. *The Brake Judder Phenomenon SAE Paper 920554,* Detroit, Michigan.

[9] **Thompson J. K.,** 2011, *Brake NVH Testing and Measurements,* USA.

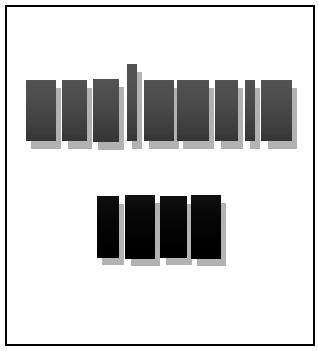
[10] **Day A. J., Klaps J., Ross C.F.,** 2011. *Braking of Road Vehicles 2011*, University of Bradford, Bradford, UK.

[11] **Liu W., Pfeifer J. L.,** (t.y.). *Introduction to Brake Noise & Vibration,* Bendix, JURID

[12] **Jacobsson H.,** 1999. *Analysis of Brake Judder by use of Amplitude Functions,* Chalmers University of Technology, Sweden.

[13] **Gunite Corporation,** 2008. *Heavy-Duty Brake Drums Maintenance and Installation Manual,* Rocford, USA.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad:	**Onur EKİNGEN**
Doğum Yeri ve Tarihi:	**Nusaybin / 22.02.1985**
Adres:	**Tuzla / İstanbul**
E-Posta:	**ekingenonur@hotmail.com**
Lisans:	**Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina mühendisliği**