İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KAMYON SÜRÜCÜ KABİNİ SÜSPANSİYONU OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Oğuz Kağan GÜLERCE

(503991126)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 8 Mayıs 2006

Tezin Savunulduğu Tarih : 15 Haziran 2006

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Ahmet GÜNEY

Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Ali GÖKTAN (İ.T.Ü.)

Prof.Dr. İrfan YAVAŞLIOL (Y.T.Ü.)

HAZİRAN 2006

ÖNSÖZ

Günümüz karayolu ticaretinin en önemli unsuru olan kamyonlarda sürüş konforunu önemli derecede etkileyen kamyon sürücü kabini süspansiyonunun optimizasyonu için tasarlanan iki akslı, tek izli titreşim modelinin bilgisayar programı ile optimizasyon sonucunda elde ettiğim bulguları sunuyorum.

Çalışmalarım sırasında; benimle tecrübelerini paylaşarak, konu seçiminden, tezimi teslim aşamasına kadar her konuda desteğini ve yardımını esirgemeyen hocam Sayın Prof. Dr. Ahmet GÜNEY'e, akademik alanda çalışmam için beni yönlendiren ve her an bana destek olan ağabeyim Ümit GÜLERCE'ye ve aileme, bu çalışmaya sağladıkları büyük katkı için teşekkür ediyorum.

Mayıs 2006 Oğuz Kağan GÜLERCE

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ ..... **ii**
TABLO LİSTESİ ..... **iv**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **v**
SEMBOL LİSTESİ..... **vii**
ÖZET ..... **viii**
SUMMARY..... **viiii**

1. GİRİŞ..... **1**

2. TAŞIT TİTREŞİMİ VE TİTREŞİM MODELLERİ **8**
2.1. Giriş..... 8
2.2. Taşıt Titreşim Modeli..... 9
2.3. Titreşim Tekniği..... 10
2.4. Yol Pürüzlülüğü..... 15
2.5. Taşıt Tireşimleri İrdeleme Kriterleri..... 20
2.6. Taşıt Titreşim Modeli Hesaplama Yöntemi..... 25
2.7. Sonuç..... 27

3. KAMYON SÜRÜCÜ KABİNİ MODELİ..... **28**
3.1. Giriş 28
3.2. Kamyon Titreşim Modeli ve Hareket Denklemleri 30
3.3. Sonuç 33

4. SONUÇ VE ÖNERİLER **34**

KAYNAKLAR **46**

EKLER **48**

ÖZGEÇMİŞ **63**

TABLO LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 2.1 Yol Pürüzlülüğü Sınıflandırma Tasarısı 19
Tablo 2.2 Titreşim Duyarlılığı Kareleri Değerleri..... 23
Tablo 4.1 1. Optimizasyon Modeli Giriş ve Sonuç Değerleri Tablosu .....… 37
Tablo 4.2 2. Optimizasyon Modeli Giriş ve Sonuç Değerleri Tablosu.....…… 40
Tablo 4.3 3. Optimizasyon Modeli Giriş ve Sonuç Değerleri Tablosu .....…… 42
Tablo E.1 Kamyon Titreşim Modeli Teknik Büyüklük Bilgileri Tablosu..... 62

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 1.1 : Kamyon Sürücü Kabini Yatay Sönümleyicileri……..…. 5
Şekil 1.2 : Kamyon Sürücü Kabini Havalı Süspansiyonları…..…. 5
Şekil 1.3 : Kamyon Sürücü Kabini Geliştirilmiş Süsp. Sistemi…..…. 5
Şekil 1.4 : Kamyon titreşim Sistemi Blok Şeması…….……..…. 6
Şekil 2.1 : Taşıt Titreşim Sistemi Blok Şeması.. …….……..…. 9
Şekil 2.2 : Taşıt Titreşim Modeli…….....…. 10
Şekil 2.3 : Tek Kütleli Titreşim Modeli …….…….... 11
Şekil 2.4 : Tek Kütleli Sist. Sönümlü Özgül Titreşimlerinin Karakteristik Değ. 13
Şekil 2.5 : Yol Uyarısı Spektrum Yoğunluğundan,Cevap Titreşim Efektif Değerinin Bulunması..... 16
Şekil 2.6 : Yol Pürüzlülüğü Ölçüm Sonuçları 18
Şekil 2.7 : Yol Pürüzlülüğü Spektrum Yoğunluğu Gösterilimi 19
Şekil 2.8 : Dinamik Tekerlek Yükü..... 20
Şekil 2.9 : Titreşim Duyarlılığının Kareleri..... 23
Şekil 2.10 : Taşıt Titreşimlerinde Özgül Frekansların Yerleri..... 24
Şekil 2.12 : Titreşimden Etkilenme..... 24
Şekil 3.1 : Kamyon Modeli..... 28
Şekil 3.2 : Kamyon Taşıt Titreşim Sistemi..... 29
Şekil 3.3 : Dinamik Tekerlek Yükü Büyütme Fonksiyonu..... 32
Şekil 3.4 : Gövde İvmesi büyütme Fonksiyonu..... 32
Şekil 3.5 : Koltuk, Ayak, Başvurma Titreşim Konforu..... 32
Şekil 4.1 :1.Optimizasyon Modeli İvme Büyütme Fonksiyonları..... 37
Şekil 4.2 :1.Optimizasyon Modeli Titreşim Konforu Eğrileri..... 37
Şekil 4.3 :2.Optimizasyon Modeli İvme Büyütme Fonksiyonları..... 40
Şekil 4.4 :2.Optimizasyon Modeli Titreşim Konforu Eğrileri..... 40
Şekil 4.5 :3.Optimizasyon Modeli İvme Büyütme Fonksiyonları 42
Şekil 4.6 :3.Optimizasyon Modeli Titreşim Konforu Eğrileri..... 42
Şekil A.1 :1.Optimizasyon Modeli Dinamik Arka Tekerlek Yükü Büyütme Fonksiyonu..... 49
Şekil A.2 :1.Optimizasyon Modeli Dinamik Ön Tekerlek Yükü Büyütme Fonksiyonu..... 49
Şekil A.3 :1.Optimizasyon Modeli Kep Başvurma İvmesi Büyütme Fonksiyonu 50
Şekil A.4 :1.Optimizasyon Modeli Gövde Başvurma İvmesi Büyütme Fonksiyonu..... 50
Şekil A.5 :1.Optimizasyon Modeli Koltuk(Sürücü) İvmesi Büyütme Fonksiyonu 51
Şekil A.6 :1.Optimizasyon Modeli Kep İvmesi Büyütme Fonksiyonu..... 51
Şekil A.7 :1.Optimizasyon Modeli Gövde İvmesi Yükü Büyütme Fonksiyonu... 52
Şekil A.8 :1.Optimizasyon Modeli Koltuk Ayak ve Kep Başvurma Titreşim Konforu..... 53
Şekil B.1 :2.Optimizasyon Modeli Dinamik Arka Tekerlek Yükü Büyütme Fonksiyonu..... 53

Şekil B.2 **:**2.Optimizasyon Modeli Dinamik Ön Tekerlek Yükü Büyütme Fonksiyonu..... 53
Şekil B.3 **:**2.Optimizasyon Modeli Kep Başvurma İvmesi Büyütme Fonksiyonu 54
Şekil B.4 **:**2.Optimizasyon Modeli Gövde Başvurma İvmesi Büyütme Fonksiyonu..... 54
Şekil B.5 **:**2.Optimizasyon Modeli Koltuk(Sürücü) İvmesi Büyütme Fonksiyonu 55
Şekil B.6 **:**2.Optimizasyon Modeli Kep İvmesi Büyütme Fonksiyonu..... 55
Şekil B.7 **:**2.Optimizasyon Modeli Gövde İvmesi Yükü Büyütme Fonksiyonu... 56
Şekil B.8 **:**2.Optimizasyon Modeli Koltuk Ayak ve Kep Başvurma Titreşim Konforu..... 56
Şekil C.1 **:**3.Optimizasyon Modeli Dinamik Arka Tekerlek Yükü Büyütme Fonksiyonu..... 57
Şekil C.2 **:**3.Optimizasyon Modeli Dinamik Ön Tekerlek Yükü Büyütme Fonksiyonu..... 57
Şekil C.3 **:**3.Optimizasyon Modeli Kep Başvurma İvmesi Büyütme Fonksiyonu 58
Şekil C.4 **:**3.Optimizasyon Modeli Gövde Başvurma İvmesi Büyütme Fonksiyonu..... 58
Şekil C.5 **:**3.Optimizasyon Modeli Koltuk(Sürücü) İvmesi Büyütme Fonksiyonu 59
Şekil C.6 **:**3.Optimizasyon Modeli Kep İvmesi Büyütme Fonksiyonu..... 59
Şekil C.7 **:**3.Optimizasyon Modeli Gövde İvmesi Yükü Büyütme Fonksiyonu... 60
Şekil C.8 **:**3.Optimizasyon Modeli Koltuk Ayak ve Kep Başvurma Titreşim Konforu..... 60
Şekil D.1 **:**Matlab Özel Program Çözüm Arayüzü..... 61
Şekil E.1 **:**Kamyon Titreşim Modeli Teknik Büyüklük Bilgileri Tablosu..... 62

SEMBOL LİSTESİ

c	**:** Yay katsayısı
D	**:** Sönüm oranı
$\mathbf{F_{yay}}$	**:** Yay kuvveti
$\mathbf{F_{sönüm}}$	**:** Sönüm kuvveti
k	**:** Sönüm katsayısı
ν	**:** Özgül dairesel frekans
σ	**:** Sönümlenme katsayısı
h	**:** Uyarı fonksiyonu
η	**:** Nisbi dairesel frekans
$\Phi_h(\omega)$	**:** Yol spektrum yoğunluğu
$\Phi_z(\omega)$	**:** Taşıt cevap spektrumu
$V'(\omega)$	**:** Gerçel büyütme fonksiyonu

KAMYON SÜRÜCÜ KABİNİ SÜSPANSİYONU OPTİMİZASYONU

ÖZET

Bu çalışmada, taşıtlardaki titreşim sistemi temel alınarak, koltuk, sürücü kabini, gövde ve tekerleklerden oluşan beş kütleli, iki akslı ve tek izli bir kamyon titreşim sisteminin toplam konfor katsayısı esas alınarak kamyon sürücü kabini süspansiyon optimizasyonu yapılmıştır.

Çalışma kapsamında kullanılan kamyon sürücü kabini modeli, iki boyutlu ve yedi serbestlik dereceli bir matematik problemi olarak ele alınarak, bilgisayar programı ile analiz edilmiştir. Yapılan analizler sonucunda, oluşturulan sistemin matematiksel çözümü elde edilerek, kamyon titreşim modelini oluşturan farklı kütlelere ait yol, ivme büyütme fonksiyonları ve titreşim konforu eğrileri hesaplanmıştır. Hesaplanan büyütme fonksiyonları ve diğer parametreler yardımı ile, farklı başlangıç şartları için taşıt titreşimi açısından önem taşıyan konfor katsayısı ve maksimum yerdeğiştirme değerleri bulunmuştur. Farklı başlangıç büyütme fonksiyonu özgül frekans değerlerine göre elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak, kamyon sürücü kabini süspansiyon optimizasyonu için en uygun çözüm amaçlanmıştır.

OPTIMIZATION OF TRUCK CAB SUSPENSION SYSTEM

SUMMARY

In this study, a truck cab model with driver seat, cabin, body and wheel sub modules is constituted with respect to the principles of vehicle dynamics for optimization of truck cab suspension system.

The truck cab model used in this study is in the form of a two dimensional and seven degree of freedom system. Analyses were performed to examine the system and solutions of the system were obtained by means of amplification and spectral density functions of each sub module. Different initial conditions were applied to determine the variation of maximum displacement and vibration comfort coefficient, which are the key parameters in dynamic vehicle response. Finally, comparisons are made to achieve the optimum values for a truck cab suspension system.

1 GİRİŞ

Motorlu taşıt endüstrisinin başından itibaren kamyonlar en önemli ticari taşıt sınıfını oluşturmaktadır. Yıllar geçtikçe özel ihtiyaçlara bağlı olarak kamyonlarda da farklı gereksinimler oluşmuş ve buna bağlı yeni tasarımlar kullanılmaya başlanmıştır. İlk tasarım döneminde otobüs ve otomobilden farklı olarak amacı belirli kapasitelerde yük taşımak olan kamyonlar, teknolojinin gelişmesine paralel olarak farklı görevlerde kullanılmıştır. Sürücü konforu önemli olarak görünsede uzun yıllar kamyon tasarımında ticari açıdan fonksiyonellik ve verimlilik ön planda yer almaktaydı.

Kamyon tasarımında en önemli zıtlık sürüş ve ticari verimlilik arasında yaşanmaktadır. Ticari beklentiler, yasal sınırlamalar , sürüş konforu, yapı içindeki farklı donanımlar, maliyet, yüklü ve boş haldeki yapı farklılıkları gibi faktörler kamyonların tasarımının tamamıyla gelişmiş bir optimizasyon çözümü gerektirdiğini ortaya koymaktadır.

Son on yıl içerisinde sosyal ve ticari yaşamdaki gelişme uzun süreli ve hızlı bir karayolu taşımacılığını da beraberinde getirmiştir. Karayolu taşımacılığındaki ticari yoğunluğun artması, sürücülerin ve yolcuların taşıtlar içerisinde daha fazla zaman geçirmesine neden olmaktadır. Özellikle mesleklerinin bir parçası olarak uzun süreli yolculuklar yapan kamyon sürücüleri, zamanlarının büyük bir bölümününde araç kullanmaktadırlar. Taşıtlar içerisinde seyahat eden kişiler, yol, motor veya aktarma organlarının yaratmış olduğu titreşimlere maruz kalmaktadırlar. Buna bağlı olarak, taşıt titreşimlerinin etkisi altında uzun süreler kalan sürücülerin, sağlık problemleri ile karşılaşma riski önemli ölçüde artmaktadır.

Bu noktada titreşimlerin sürüşe etkisi önemli bir nokta olarak ortaya çıkmaktadır. Sürüş hareket eden bir taşıtın konforunun subjektif ölçüsüdür. Bir sürücünün bir taşıtın sürüş konforunu değerlendirken etkilendiği ana faktör kendi gövdesinin hareketidir. Sürücünün ne hissettiğinin değil aynı zamanda ne duyduğuda sürüş konforu için önemli bir parametredir. Taşıtın titreşimi sonucunda farklı yerlerinden gelen tıkırtılar veya yüksek sesler sürücünün sürüş konforunu olumsuz yönde etkilemektedir. Sürücüyü etkileyen işitsel kaynakların büyük çoğunluğu frekansı 25 Hz'in üzerinde olan titreşimlerin meydana getirdiği yüksek gürültü düzeyidir. Bu çalışmada 25 Hz'in üzerindeki titreşimler göz önüne alınmamıştır.

Sürüş iki açıdan büyük önem taşımaktadır. En açık görülen ifadesi konforlu bir taşıtın keyifli bir sürüş deneyimi yaşatmasıdır. Uzun süreli yolculuklar dikkate alındığında sürüş daha fazla önem taşımaktadır. Kötü sürüş kabiliyetine sahip bir taşıt sürücünün aşırı derecede yorulmasına sebep verebilir. Aşırı yorgunluk sürücünün dikkatinin azalmasına, reaksiyon zamanının artmasına neden olarak kaza olasılığını arttırmaktadır. Bu nedenle iyi bir sürüş konforuna sahip bir araç aynı zamanda daha güvenli olmaktadır. Ağır taşıtlarda sürüş, yukarıda bahsedilen nedenlerden dolayı önemini ortaya koymaktadır. Kamyon sürücüleri bazı durumlarda 16 saat boyunca araç üzerinde yol almaktadır. 10 dakikalık bir sürüş sonucunda farkedilmeyen küçük titreşimler, uzun zamanlı sürüşlerde kolaylıkla yorgunluğa neden olabilmektedir.

Taşıt sürüşünü etkileyen farklı tasarım faktörleri bulunmaktadır. Bu faktörlerden en etkili olan taşıtın aks süspansiyon sistemidir. Otomobil tasarımında tekerlekler, lastikler ve süspansiyon sistemi taşıt sürüşünden sorumlu faktörlerdir. Ağırlıklarına bağlı olarak otomobiller kamyonlardan daha sert bir yapıya sahiptir. Kamyon tasarımında ise başka faktörler sürüşe önemli etki sağlar. Kamyonlardaki esnek ve bükülgen iskelet yapı sürüş problemlerinide beraberinde getirmektedir. Ayrıca kamyonlarda yakıt deposu, egzos sistemi, akümülatörler gibi değişik frekanslarda kendine özgü dinamikleri olan kütleler bulunmaktadır. Bu durum sebebiyle birçok kamyonda sürücü kabini ile ana gövde arasında gövdeye bağlı yukarıda belirtilen kütlelerin, motorun ve yol pürüzlülüğünün yarattığı etkiyi izole etmek için süspansiyon sistemleri kullanılmakta ve bu sistemlerin kamyonun boş-yüklü veya römürklu-römorksuz halleri için konfor optimizasyonu gerekmektedir..

Sürücü ve yolcuların içinde seyahat ettiği sürücü kabinlerinin kısaca kep'in konfor özellikleri, seyahat kalitesini üzerinde başlıca belirleyici etken olmaktadır. Tasarım olarak motor üstüne yerleştirilmiş olan sürücü kabinlerinin boyutlandırılmasında süspansiyon optimizasyonu önemli bir mühendislik problemi olarak karşımıza çıkmaktadır. Kabinin gövdeye bağlanma şekli dışında gövde ve tekerleklerin, sürücü koltuğu ve kabinin birbirlerine bağlanma özellikleri gibi faktörlerde süspansiyon optimizasyonu için büyük bir önem taşımaktadır. Kamyon sürücü kabini süspansiyonu optimizasyonu, sadece titreşim açısından değil aynı zamanda ticari olarak boyutların ve hacminde aynı anda optimize edilmesi gereken bir mühendislik problemidir.

Bu çalışmada gerçekleştirilen kamyon sürücü kabini süspansiyonu optimizasyonunun ana amacı sürücü konforudur. Farklı yaklaşımların olduğu bu konuda basit anlaşılabilir ve net sonuç veren iki boyutlu, tek izli bir kamyon titreşim modeli seçilmiştir. Seçilen kamyon titreşim modeli için Matlab yazılımı yardımıyla

özel bir program yazılmıştır. Titreşim çözümü çalışmasının farklı safhalarında gerekli değişiklikler ile program geliştirilmiş ve son hali ile optimizasyon gerçekleştirilerek en konforlu çözüm bulunmuştur.

Çalışmanın ikinci bölümünde, taşıt titreşim sistemlerinin çeşitleri anlatılmış ve taşıt titreşimlerinin oluşumu ile titreşim tekniğinin teorisi açıklanmıştır. Titreşim tekniğinde hareket denklemlerinin homojen ve özel çözümleri, yol pürüzlülüğü, yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu ve sınıflandırılması detaylı olarak anlatılmıştır. Taşıt titreşim sistemlerinin çözümü sonucunda hesaplanan titreşimlerin irdelenme kriterlerinden dinamik tekerlek yükü, seyir emniyeti ve titreşim konforunada detaylı olarak değinilmiştir.

Üçüncü bölümde ilk olarak çalışmada yapılacak kabin optimizasyonunun temeli olan tek izli kamyon sürücü titreşim sistemi oluşturulmuştur ve oluşturulan sistemin hareket denklemleri çıkarılmıştır. Yol ve ivme büyütme fonksiyonları bulunarak, sistemin titreşim konforu bilgileri hesaplanmıştır.

Sonuç bölümünde ise çalışma kapsamında kullanılan bilgisayar programı yardımı ile farklı giriş büyütme fonksiyonu özgül frekans değerleri için elde edilen konfor katsayıları, sürücü kabininin maksimum yerdeğiştirmesi, ivme büyütme fonksiyonu eğrileri karşılaştırılmıştır. Bu bölümde ayrıca üç farklı kamyon optimizasyon modelinin sonuçları irdelenmiş ve ortaya çıkan sonuçlar ışığında kamyon sürücü kabini optimizasyonunun konfor kalitesini arttırmaya yönelik önerilerde bulunulmuştur.

Kamyon sürüş konforu normal binek araçlardan daha serttir. Buna bağlı olarak kamyon sürücüsü daha fazla taşıt tireşimine maruz kalır ve performansı belirgin olarak etkilenir bu nedenle kamyon sürücü kabinleri yol düzgünsüzlüklerinin yarattığı tüm olumsuz etkileri daha iyi izole etmek için tasarlanır ve farklı durumlar için özel çözümler uygulanır. İlk nesil kamyon kabinlerinin 4 ucunda helezon yaylar bulunmaktaydı. Bilimsel çalışmaların sonucunda kabinin arka süspansiyonlarının ön süspansiyonlara oranla sürücü konforuna daha fazla etkisi bulunduğu ortaya çıkmaktadır. Ayrıca kamyon sürücü kabinini motor üzerinde olduğu tasarımlarda kabinin öne doğru açılması istenilmektedir. Bu bağlamda kabin ön süspansiyonları yerine elostomer takozlar kullanılmaya başlandı.

Kamyon sürücü kabini süspansiyon tasarımı basit bir süspansiyon tasarımına oldukça benzerdir. En önemli faktör hep özgül frekanstır. Kabinin yol düzgünsüzlüklerinde izole edilebilmesi için gerekli olan düşük özgül frekanslardır. Kabin süspansiyon özgül frekansı, araçın süspansiyon özgül frekansının üzerinde

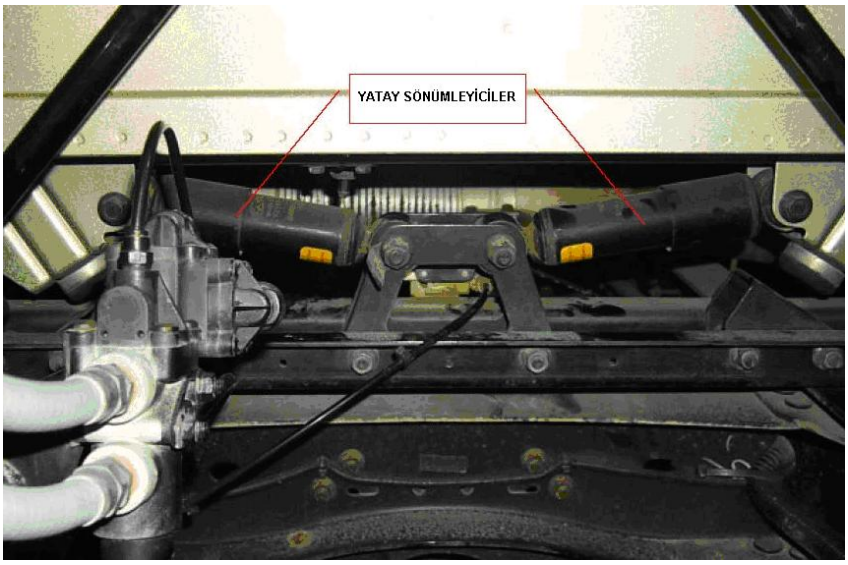
olması gerekli zira özgül frekansların birbirine yakın olması, aynı frekans aralığında yol düzgünsüzlüklerinin yükseltmelerine neden olacaktır.

Günümüzde farklı kamyon sürücü kabini süspansiyonu sistemleri bulunmaktadır. Genellikle iki yay ve sönümleyicinin bulunduğu bu sistemlerin amacı kabinin düşey hareketini kontrol edebilmektir. Genellikle metal helezon veya kauçuk havalı yaylar kullanılmaktadır. Helezon yaylar maliyeti düşük olmakla beraber havalı kauçuk yaylar daha iyi çözüm sunmaktadır. Havalı yayların sürüş yüksekliğinin ve yay sertliğinin ayarlanabilir olması farklı kabin yüklerinde ve yol düzgünsüzlüklerinde büyük avantaj sağlamaktadır. Kabinin yatay hareketlerinin kontrolü için ise kamyon üreticileri basit panhard çubukları kullanmaktadırlar. Yeni nesil tasarımlarda basit panhard çubuğu yerine yatay yükleride kontrol edebilmek için Şekil 1.1'de görüldüğü gibi monte edilmiş yatay sönümleyiciler bulunmaktadır. Kamyon kabininin gövde ile yatay hareketlerini kontrol eden bu sönümleyicilerin sönümleme kabiliyetleri ile kabine etki eden yatay yüklerin enerjisi zamanla absorbe edilmektedir. Panhard çubuklu kabin sistemlerinde yatak yükler panhard çubuğunun sönümleme katsayısının oldukça sert olmasından dolayı sürücüye çok daha uzun etkilemektedir.

Havalı yaylar, kabinin ağırlığını ön kısımda bulunan elostomer takozlar ile beraber taşımakta ve düşey hareketleri kontrol etmektedir. Günümüzdeki yeni kabin tasarımlarında ise havalı yayların kamyon sürücü kabininin köşelerine yakın bölgelerine yerleştirilmesi yaklaşımı tercih edilmektedir. Ayrıca panhard çubuğunun gövdeye bağlandığı noktada elastomerik burulma yaylarının kullanıldığı tasarımlarda bulunmaktadır.

Bu tasarım yaklaşımı kamyonun yalpa yapması durumunda havalı yayın daha fazla yer değiştirmesini sağlamaktakla beraber kamyon kabini yalpa merkezinin çevresinde daha büyük moment kolu oluşmasınıda izin vermektedir. Yukarıda bahsedilen iki önemli etki havalı yaylı kamyon sürücü kabini tasarımlarının diğer tasarım alternatiflerinden kabinin yalpa hareketini kontrol etmekte daha avantajlı olmasını sağlamaktadır.

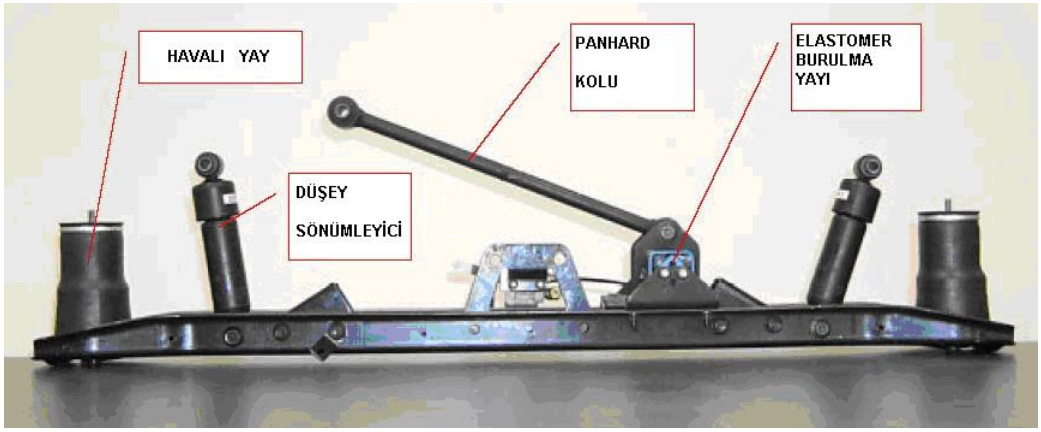
Kamyon Sürücü Kabini Süspansiyonu Optimizasyonu için önemli olan kriter konfor olarak değerlendirilmektedir. Bu bölümde, bu amaçla yapılan çalışmaların teorik altyapısı açıklanacak ve hesaplamalarda yapılan taşıt modellemesi hakkında bilgi verilecektir.



Şekil 1.1 Kamyon Sürücü Kabini Yatay Sönümleyicileri (Patricio,P.,S., 2002)

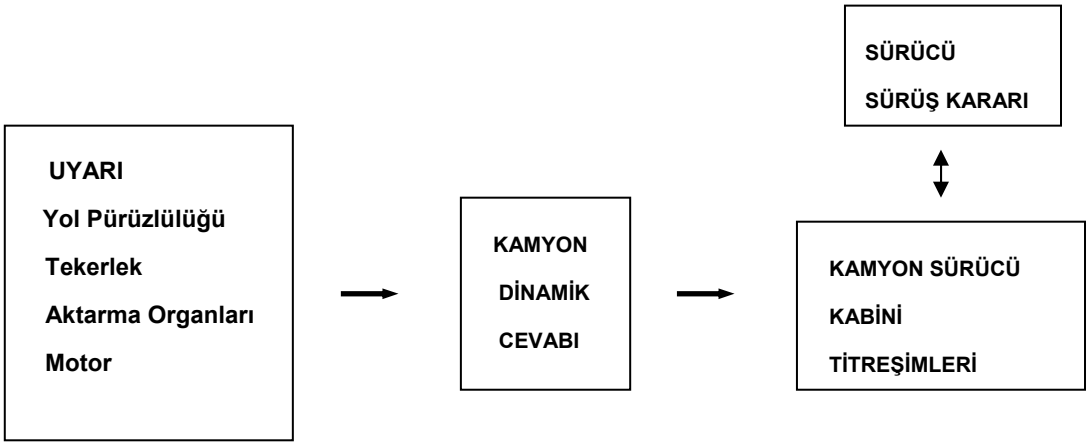


Şekil 1.2 Kamyon Sürücü Kabini Havalı Süspansiyonları (Patricio,P.,S., 2002)



Şekil 1.3 Kamyon Sürücü Kabini Geliştirilmiş Süsp. Sistemi (Patricio,P.,S., 2002)

Kamyon titreşim sisteminde titreşim uyarısı olarak yol pürüzlülüğü, tekerlek, motor veya aktarma organlarının titreşimleri kaynak olarak alınabilir. Bu uyarı neticesinde kamyon dinamik cevabı kamyon sürücü kabininde titreşimler oluşturmakta bu titreşimlerde sürücünün konforunu etkilemekte ve sürüş kararını oluşturmaktadır.



Şekil 1.4. Kamyon Titreşim Sistemi Blok Şeması (Gillespie, 1992)

Kamyon sürüşünde titreşim açısından incelenmesi gerekli farklı modeller çeşitleri bulunmaktadır. Bunlar :

a) Taşıt Modeli

b) Kabin Süspansiyon Modeli

c) Koltuk Süspaniyon Modeli

d) İnsan vucudunun tireşime verdiği biodinamik cevap

e) İnsan konforu için titreşim limitleri

f) Tekerlek Modeli olarak sınıflandırabilinir.

Günümüze kadar taşıt modellerin birçok farklı tip ve detayda modeller incelenmiştir. Bu modellerden en basit olanı tek boyutlu olan ve taşıt süspansiyonu olarak tek veya yarım aksa sahip olandır. Daha komplike olan taşıt modellerinde ise tüm taşıt dinamiklerini, bağlantı noktalarının detaylarını ve aksların özellikleri bulunmaktadır.

Ancak bazı taşıt modellerinde kabin ve koltuk süspansiyonu detaylarını görmekteyiz. Bilimadamları tek boyutlu taşıt modelini kamyonlara uygulamıştır. Bu uygulamaların büyük çoğunluğunda yol yükleri dikkate alınmıştır. Sürüş konforu bu modellerde açıkça ortaya konulmamıştır , bunun nedeni tahrik aksı veya römork akslarının süspansiyon sistemleri taşıt ön aksından daha sert olmaktadır. İki boyutlu kamyon titreşim sistemlerinde kamyonun gerçekleştirdiği başvurma hareketi konfor açısından büyük önem taşımaktadır.

Literatürü incelediğimizde kamyon süspansiyon sistemleri ve sürücü kabini süspansiyon sistemlerinde farklı çalışmaların yapıldığını ancak konfor optimizasyonu için yapılan çözümlerin paylaşılmadığı görülmektedir. Bu sonucun en büyük nedeni, amacı tamamıyla ticari olan kamyon gibi bir üründe üreticilerinin rekabet açısından kendi süspansiyon çözümlerini paylaşmamasıdır.

Literatürde rastladığımız özel ve yeni çözümlerin en büyük özelliği konvansiyonel elastomerik takozlar, metal helezon veya hidrolik yaylar, havalı yayların dışında aktif süspansiyon sistemleri olarak nitelendirilen sönümleyicilerin süspansiyon özel çözümlerinde tercih edilmesidir. Bu özel ve teknolojik non lineer elemanlar ile gerçekleştirilen çözümler ile kamyon sürücü kabini optimizasyonunu sağlanabilmektedir.

2 TAŞIT TİTREŞİMLERİ VE TAŞIT TİTREŞİM MODELLERİ

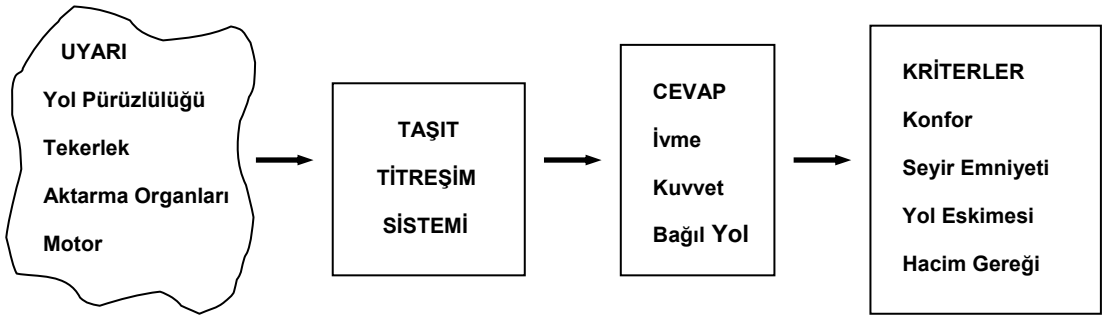
2.1 Giriş

Motorlu taşıtlardaki titreşimler genelde 0 ile 25 Hz aralığında olmaktadır. Titreşimlerin kaynağı esas olarak yoldan gelen uyarılardır. Yol pürüzlülüğünün yaratmış olduğu uyarı, tekerlekler aracılığıyla, yay ve sönüm elemanlarının filtrelemesi ile gövdeye geçer. Kamyonlarda gövdeden gelen titreşim uyarıları ise yay ve sönüm elemanları ile sürücü kabinine ulaşmaktadır. Sürücü ile kabin arasında ise benzer bir şekilde yay ve sönüm elemanlarından oluşan koltuk bulunmaktadır. Normal şartlarda, tekerlekler düşey hareketlerine ilave olarak tekerlek asılış sistemlerine bağlı kamber açısı hareketleri yaparak yan kuvvetler doğurabilmektedir. Buna bağlı olarak gövde ve kamyon sürücü kabinleri düşey-yatay, başvurma ve yalpa titreşimleri yaparlar. Yol düzgünsüzlüklerinin meydana getirdiği bu titreşimler sürücünün konforunu etkilemektedir. (Güney, A. 1992)

Taşıt titreşimlerinin sebep olduğu tekerlek yükü salınımları tekerleklerin yol ile temasını etkilemektedir. Bu temasın fazla olması yolun yıpranmasına, az olması ise seyir emniyetinin azalmasına neden olmaktadır.

Taşıt titreşim sistemlerini Şekil 2.1'de görüldüğü gibi yol düzgünsüzlüğü dışındaki tekerlek hareketleri, aktarma organları ve motor titreşimleri uyarmaktadır. Bu uyarılar sonucu titreşim sisteminden matematiksel cevap olarak ivme, kuvvet ve bağıl yol gelmekte ve bu cevapların hesaplanarak değerlendirilmesi ile konfor, seyir emniyeti, yol eskimesi, taşıt ömrü ve hacim gereği gibi kriterlerin optimizasyonu yapılmaktadır.

Kamyon Sürücü Kabini Süspansiyonu Optimizasyonu için önemli olan kriter konfor olarak değerlendirilmektedir. Bu bölümde, bu amaçla yapılan çalışmaların teorik altyapısı açıklanacak ve hesaplamalarda yapılan taşıt modellemesi hakkında bilgi verilecektir.



Şekil 2.1. Taşıt Titreşim Sistemi Blok Şeması (Güney, A., 1992)

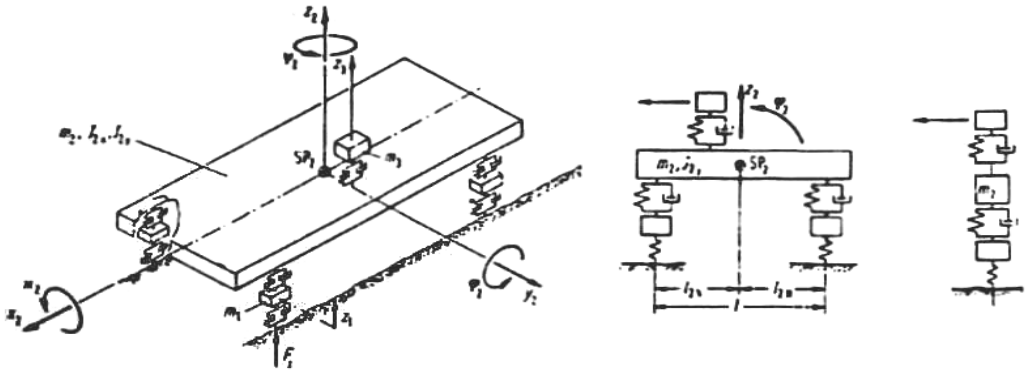
2.2 Taşıt Titreşim Modeli

Taşıt titreşimlerini teorik olarak inceleyebilmek için öncelikle taşıtın titreşim modeli kurulmalıdır. Titreşim modeli, kütle, yay ve sönüm elemanlarından oluşmaktadır. Üç boyutlu bir kamyon sisteminde tekerleklerin yalnız düşey hareket yaptığı düşünülürse, gövdenin düşey, yatay ve üç yöndeki dönme hareketlerinden beş, tekerleklerin düşey hareketlerinden dört, sürücünün kendi hareketinden bir serbestlik derecesi gelecek ve toplam on serbestlik dereceli bir sistem olacaktır.

Taşıt titreşim sisteminde kamyon sürücü kabininin bulunması veya gövdenin katı olmayıp esnek elemanlardan meydana gelmiş olması gibi çok daha karışık sistemlerde bulunmaktadır. Motor ve aktarma organlarının yay ve sönüm elemanları ile gövde veya ara parçalara bağlı olması; çeşitli tiplerde tekerlek asılış sistemlerinin bulunması sistemin çok daha karışık bir hale getirmektedir. Çok serbestlik dereceli titreşim sistemlerinin bilgisayarlar vasıtasıyla çözümü mümkün olmakla beraber, yapılan analizlerde önemli nokta, elde edilen çözümün anlaşılabilir ve pratik olarak kullanılabilir olmasıdır.

Taşıt titreşimleri iki izli uzaysal model dışında, en basit olarak pratik amaçlar için Şekil 2.2.c de görüldüğü gibi tek boyutlu model baz alınarak incelenebilir. Taşıt boyuna ekseni etrafında simetrik kabul edilerek iki boyutlu hale getirildiği, ön ve arka tekerlekler bir zaman farkıyla aynı izden geçtikleri için Şekil 2.2 b' deki modele

tek izli veya iki boyutlu model denir. Taşıtın yalpa hareketini incelemek için taşıt tek bir aksından kesilerek incelenmektedir.



a b c

Şekil 2.2. Taşıt Titreşim Modeli a) Uzaysal Model (İki İzli) b) İki boyutlu model (tek izli) c) Tek boyutlu model (Güney, A. , 1992)

2.3 Titreşim Tekniği

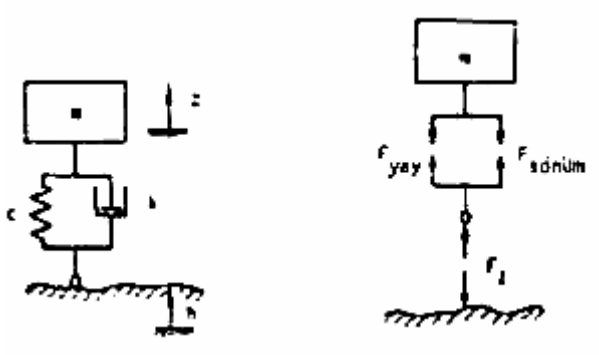
Bu başlık altında, taşıt dinamiğinde titreşim hareketlerinin değerlendirilmesine yönelik hesaplamalara temel oluşturan hareket denklemleri verilecek ve bunların spektral analiz yöntemleri ile incelenmesi anlatılacaktır.

Titreşim hareket denklemlerini çıkarırken tek kütleli sistem kullanılmaktadır. Şekil 2.3'teki m kütlesi, yoldan gelen h uyarısı ile z yönünde titreşim yapmaktadır. m kütlesinin hareket denklemi ;

$$mz'' = -F_{yay} - F_{sönüm} \quad (2.1)$$

olarak elde edilmektedir. 2.1 denklemindeki dinamik yay kuvvetine ait bileşen aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$F_{yay} = c\,(z - h) \quad (2.2)$$



Şekil 2.3 Tek Kütleli Titreşim Modeli (Güney, A. , 1992)

Burada c terimi yay katsayısına karşı gelmektedir. Benzer bir şekilde, sönüm kuvveti de, k sönüm katsayısı olmak üzere,

$$F_{sönüm} = k\,(z'-h') \tag{2.3}$$

şeklinde ifade edilmektedir. c ve k katsayıları hareket süresince sabit kabul edildiğinden, bunlara bağlı kuvvetler lineerdir. 2.1 denklemindeki terimler düzenlendiğinde, sistemin lineer diferansiyel denklemi;

$$mz''+kz'+cz=kh'+ch' \tag{2.4}$$

halini almaktadır. 2.4 denkleminin sağ tarafı sistemi salınıma zorladığından uyarı fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır. Bu diferansiyel denklemin çözümü, özel çözüm ($z_{özel}$) ve homojen (z_{hom}) çözüm olarak, iki kısmi çözümün toplamı ile bulunmaktadır:

$$z = z_{özel} + z_{hom} \tag{2.5}$$

Sistemin çözümünün elde edilebilmesi için özel ve homojen çözümün ayrı ayrı belirlenmesi gerekmektedir.

Homojen çözüm, bağıntının sağ tarafı sıfıra eşitlenerek elde edilmektedir. Bu noktada, sistem m kütlesine bölünerek, sönümsüz özgül dairesel frekans (ν), sönümlenme katsayısı (σ) tanımları kullanılmakta ve sistemi ifade eden hareket denklemi 2.8 halini almaktadır.

$$z''+ (k/m)\, z' + (c/m)\, z =0$$

$$\nu = (c/m)^{1/2} \tag{2.6}$$

$$\sigma = k/2m \tag{2.7}$$

$$z''+2\sigma z'+\nu^2 z=0 \qquad (2.8)$$

(2.8) ifadesi haline gelen homojen denklemin çözümü şu şekilde olsun.

$$z_{hom} = Z e^{\lambda t} \qquad (2.9)$$

Çözümü yerine koyabilmek için 1. ve 2. dereceden türevlerini alırsak:

$$z'_{hom} = Z \lambda e^{\lambda t} \qquad z''_{hom} = Z \lambda^2 e^{\lambda t}$$

Yukarıda elde edilen denklemin homojen çözümünün eksponansiyel bir $Ze^{\lambda t}$ fonksiyonu ile ifade edilebildiğini kabul edelim, bu durumda denklem

$$(\lambda^2 + 2\lambda\sigma + \nu^2) Z e^{\lambda t} = 0 \qquad (2.10)$$

şeklini almaktadır. (2.10) denkleminin çözümü için parantez içerisindeki ifadenin sıfıra eşit olması gerekmektedir, çünkü eksponansiyel terimin sıfıra eşit olması durumunda sistem hareketsiz kalacaktır.

$$\lambda^2 + 2\lambda\sigma + \nu^2 = 0 \qquad (2.11)$$

Bu denkleme '' karakteristik denklem' denir ve iki çözümü vardır.

$$\lambda_{1,2} = -\sigma \pm (\sigma^2-\nu^2)^{1/2}$$

Bu durumda sistemin homojen çözümü (z_{hom}),

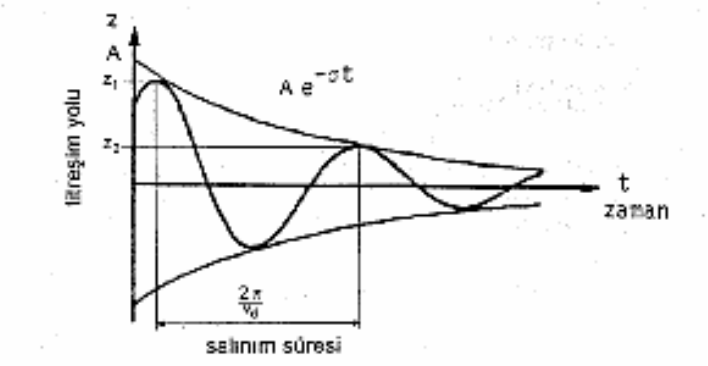
$$z_{hom} = Z_1 e^{\lambda 1 t} + Z_2 e^{\lambda 2 t} \qquad (2.12)$$

olarak bulunmaktadır. Bu denklem, A titreşim genliği olmak üzere, bir harmonik sinus fonksiyonu olarak da ifade edilebilir:

$$z_{hom} = A e^{-\sigma t} \sin(\nu_d t+\alpha) \qquad (2.13)$$

Bu hareket, Şekil 3.4'e göre, genliği ($e^{-\sigma t}$) fonksiyonu ile azalan ν_d dairesel frekanslı ,dolayısıyla $2\pi/\nu_d$ salınım süreli bir titreşimdir.

Titreşim genliğinin zaman üzerinde ufalmasını belirleyen terim '' σ '' olduğundan, bu terime ''sönümleme katsayısı'' adı verilmektedir.



Şekil 2.4 Tek Kütleli Sistemin,Sönümlü Özgül Titreşimlerinin Karakteristik değerleri

σ = 0 olduğu durumda sönümleme olmadığı için titreşim yok olmaz. Bu durumda $\nu_d = \nu$ olur ve ν ye sönümsüz özgül dairesel frekans denir.

Sönüm Oranı

$$D = \frac{\sigma}{\nu} = \frac{k}{2\sqrt{cm}} \tag{2.14}$$

Sönümlü ile sönümsüz dairesel frekanslar arasında (2.14) ifadesi yardımıyla şu ilişki bulunur.

$$\nu_d = \sqrt{\nu^2 - \sigma^2} = \nu\sqrt{1 - D^2} \tag{2.15}$$

Taşıtlarda kullanılan hidrolik önüm elemanları ile elde edilen sönüm oranları genelde 0,25 değerinde olduğundan $\nu_d = \nu$ alınabilir.

2.3.1 Özel Çözüm

(2.5) ifadesinin özel çözümü ise, sistemin uzun süre uyarı fonksiyonu etkisinde kalması durumunda önem taşımaktadır. Zira z_{hom} zamanla sıfıra gider, belirli bir süre sonra sistemin hareketini yalnız $z_{özel}$ belirlemektedir.

Taşıtlara etkiyen uyarı fonksiyonları,

$$h = \hat{h} \sin(\omega t + \varepsilon) \tag{2.16}$$

formunda harmoniklerdir. $\hat{h}$ uyarı genliği, ω uyarı dairesel frekansı ve ε faz açısıdır.

$$h = \underline{\hat{h}}\, e^{j\omega t} \tag{2.17}$$

$\underline{\hat{h}}$ ise kompleks genliktir. Harmonik harekete zorlanan sistemlerin kuvvetleri de aynı özelliği gösterdiğinden, sistemin özel çözümü

$$z_{özel} = \underline{\hat{z}}\, e^{j\omega t} \tag{2.18}$$

olmaktadır. Buna göre 2.4 denklemi aşağıdaki hale dönüşmektedir:

$$(-m\omega^2 + jk\omega + c)\ \underline{\hat{z}} = (jk\omega + c)\ \underline{\hat{h}} \tag{2.19}$$

Bu ifade Gauss düzleminde çözüldüğünde, sistemin kompleks büyütme fonksiyonu aşağıdaki gibi bulunmaktadır: (Mitschke,M.,1984)

$$\frac{\hat{z}}{\hat{h}} = \frac{c + jk\omega}{(-m\omega^2 + c) + jk\omega} \tag{2.20}$$

Bu denklem c ile bölünerek, nisbi dairesel frekans ($\eta = \omega / \nu$), sönümsüz özgül dairesel frekans $\nu = \sqrt{c/m}$ ve sönüm oranı (D) denklemde yerine konursa, büyütme fonksiyonu aşağıdaki hale dönüşmektedir:

$$\frac{\hat{z}}{\hat{h}} = \frac{1 + j2D\eta}{(1-\eta^2) + j2D\eta} \tag{2.21}$$

2.21 denkleminden görüldüğü üzere, kompleks büyütme fonksiyonu sönüm oranı ve nisbi dairesel frekansa bağlıdır. Bu denklemden gerçel büyütme fonksiyonunun genel ifadesi

$$\frac{\hat{z}}{\hat{h}} = \frac{A + jB}{C + jD} \qquad \frac{\hat{z}}{\hat{h}} = \sqrt{\frac{A^2 + B^2}{C^2 + D^2}} \tag{2.22}$$

olarak bulunmaktadır. Faz açısıda

$$tg\alpha = \frac{BC - AD}{AC - BD} \tag{2.23}$$

şeklinde bulunur.

Büyütme fonksiyonunun yalnız gerçel kısmı taşıt tekniği açısından önemlidir, faz açısının önemi bulunmamaktadır. Taşıt konforu incelemelerinde konfor için koltuk ve gövde ivmeleri, seyir emniyeti için de dinamik tekerlek yükü kullanılmaktadır.

2.4 Yol Pürüzlülüğü

Seyir esnasında taşıta etki eden titreşim uyarısı yol pürüzlülüğünden kaynaklanmaktadır. Yol pürüzlülüğü deterministik matematik fonksiyonları ile tanımlanamaz ancak sebep oldukları titreşimler raslantısal titreşimlerdir. Rastlantısal titreşimler de ancak istatiksel kavramlarla tanımlanabilir. Bu bakımdan yol pürüzlülüğü, spektrum yoğunluğu ile tanımlanır. (Güney, A., Ereke, M., 1990)

Yol prüzlülüğünü en basit şekli olan harmonik fonksiyondan gerçek şekline kadar göstermek gerekirse

$$h = \hat{h} \sin(\omega t + \varepsilon) = \hat{h}\, e^{j\omega t} \qquad (2.24)$$

ω, zamansal dairesel frekanstan, Ω yol dairesel frekansına geçmek için $\omega x = \Omega t$ eşitliğinden

$$\omega = \nu\, \Omega \text{ yazılır} \qquad (2.25)$$

L dalga boyu olmak üzere $\Omega = 2\pi / L$

Olduğundan $\omega = 2\pi \frac{\upsilon}{L}$ yazılabilir.

(2.24) no'lu zamana bağlı harmonik fonksiyon yola bağlı olarak da yazılabilir.

$$h = \hat{h} \sin(\Omega x) = \hat{h}\, e^{j\Omega x} \qquad (2.26)$$

Taşıt tireşimleri için önemli olan seyir hızları ν = 36...180 km/h , dalga boyları L = 0.3 ....100 m arasında olduğundan, önemli uyarı frekans aralığı da $(\omega / 2\pi)$ = 0.5....30 Hz arasında olacaktır.

Tek bir sinüs fonksiyonu olarak kabul ettiğimiz yol pürüzlülüğünü, birçok sinus fonksiyonunun toplamı ile ortaya çıkan, periyodik fonksiyon olarak Fourier serisiyle yazılabilir

$$h(x) = \hat{h}_0 + \hat{h}_1 \sin(\Omega x + \varepsilon_1) + \hat{h}_2 \sin(2\Omega x + \varepsilon_2) + \ldots + \hat{h}_n \sin(n\Omega x + \varepsilon_n) \qquad (2.27)$$

Bu fonksiyonu kompleks yazılımla yazarsak,

$$h(x) = \sum_{i=1}^{n} \hat{h}_{-i} \; e^{j i \Omega x} \qquad (2.28)$$

Aynı fonksiyonunu zaman boyutunda yazarsak

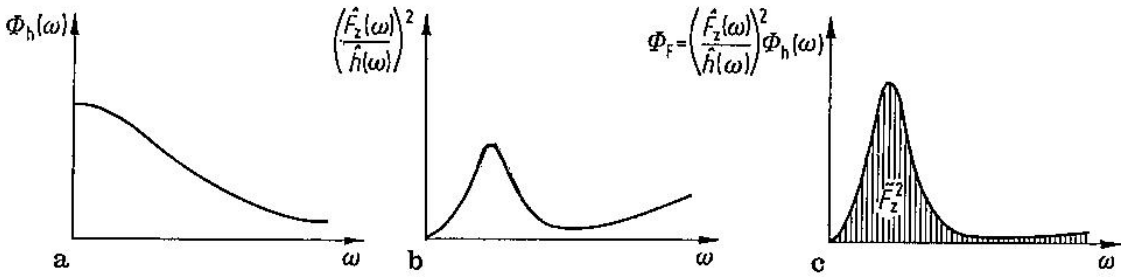
$$h(x) = \sum_{i=1}^{n} \hat{h}_{-i} \; e^{j w t} \qquad (2.29)$$

Yol pürüzlülüğü gerçekte rastlantısal bir fonksiyondur. (2.29) no'lu yol pürüzlülüğünü entegral ile zamanansal frekansa bağlı genlikler ile yazarsak taşıta etki eden şeklini buluruz.

$$h(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} \hat{h}_{-} (\omega) \, e^{j w t} \; d\omega \qquad (2.30)$$

Yol uyarısı spektrum yoğunluğu ile cevap spektrum yoğunlukları arasında gerçel büyütme fonksiyonunun karesi kadar fark vardır.

$$\Phi_z(\omega) = V^2(\omega) \; \Phi_h(\omega) \qquad (2.31)$$



Şekil 2.5 Yol Uyarısı Spektrum Yoğunluğundan,cevap titreşim efektif değerinin bulunması (Mitschke, M., 1984)

a) Yol uyarısı spektrum yoğunluğu
b) Büyütme fonksiyonu karesi
c) Cevap titreşimi spektrum yoğlunluğu ve karesel ortalama değeri

Bu denkleme göre eğer yol uyarısı spektrum yoğunluğu ile büyütme fonksiyonu biliniyorsa cevap titreşiminin spektrum yoğunluğu ve karesel ortalaması bulunabilmektedir. Şekil 4.5'de karesel ortalama spektrum yoğunluğu eğrisinin altında kalan alanla bulunup, efektif değer bunun karekökü ile hesaplanmaktadır.

2.4.1 Yol Pürüzlülüğünün Spektrum Yoğunluğu

Yol pürüzlülüğü tanımının, yol dairesel frekansı Ω ile yapılması daha doğrudur. Yol dairesel frekansına bağlı yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu

$$\Phi_h(\Omega) = \lim(X \to \infty)\frac{4\pi}{X} \cdot \hat{h}(\Omega)^2 \tag{2.32}$$

Şeklinde yazılır. X, T süresinde katedilen yol parçası olup ν seyir hızından bulunur. X = ν T olduğuna göre

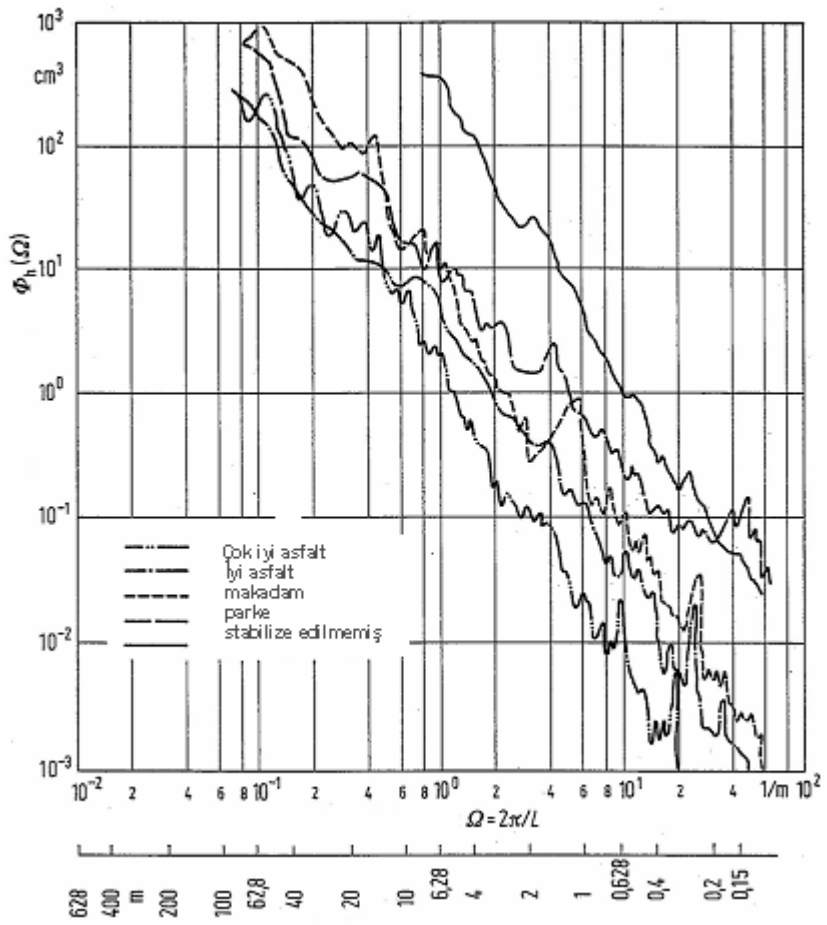
$$\Phi_h(\omega) = \frac{1}{\nu}\Phi_h(\Omega) \tag{2.33}$$

$\Phi_h(\Omega)$ tarif edilirse, seyir hızı yardımıyla $\Phi_h(\omega)$ ya geçilebilir ve zamansal dairesel frekans bazında hesaplara devam edilir. $\Phi_h(\Omega)$ nin tespiti için yapılan yol pürüzlülüğü ölçümlerinden faydalanır. Bu ölçümlerin sonuçları çift logaritmik eksenlerde Şekil 2.6'da gösterilmiştir.

Bu ölçümlere göre yol spektrum yoğunluğu açısal frekans arttıkça yani dalga boyları ufaldıkça küçülmektedir. Bu dağılım, çift logaritmik eksenlerde yaklaşık doğrular ile gösterilebilir. Bu doğrular aşağıdaki denklemde gösterilebilir.

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi_h(\Omega_0)\left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-w} \tag{2.34}$$

Ω_0 temel dairesel frekans olup $\Phi_h(\Omega_0)$ bu frekanstaki yol spektrum yoğunluğudur. $\Phi_h(\Omega_0)$, pürüzlülüğün bir derecesi olmaktadır ve yolu iyi veya kötü olduğunu belirler. Bu değerin değişimiyle doğrular yukarı aşağı yer değiştirmektedir. w ise dalgalılık faktörü olarak tanımlanan ve yolun pürüzlerinin uzun veya kısa dalga boylu olduğunu gösterir. w değişimi ile doğruların eğimi değişir. w dalgalılık faktörü genelde 2 değeri etrafında değişmektedir. Tablo 2.1'de w=2 için yol pürüzlülüğüne ait bir sınıflandırma tasarısı verilmiştir. Temel dairesel frekans ise 1 m alınmıştır.



Şekil 2.6 Yol Pürüzlülüğü Ölçüm Sonuçları (Mitschke, M., 1984)

(2.25), (2.33) ve (2.34) no'lu denklemler yardımıyla, zamansal dairesel frekansa bağlı yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu, aşağıdaki şekilde yazılır.

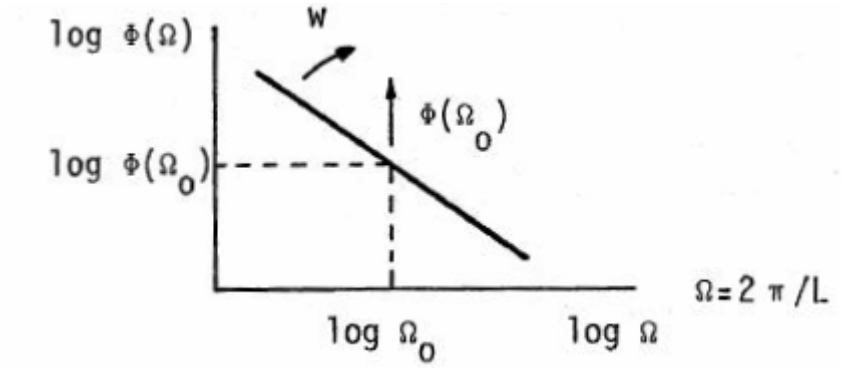
$$\Phi_h(\omega) = \nu^{w-1} \cdot \Phi_h(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega_0}{\omega} \right)^w \tag{2.35}$$

(2.35) no'lu ifadeden de görüldüğü gibi yol spektrum yoğunluğu, hız ile lineer artmaktadır. Dolayısıyla efektif değer hızın karekökü ile artacaktır.

Gerçel büyütme fonksiyonu, taşıtta meydana gelen titreşimlerin elde edilmesinde; diğer bir deyimle, cevap spektrumunun belirlenmesinde kullanılmaktadır. Cevap spektrumu, uyarı spektrumunun büyütme fonksiyonun karesi ile çarpımı sonucunda bulunmaktadır. Taşıtlardaki titreşimin en önemli nedeni yol pürüzlülüğüdür. Bu nedenle, taşıt dinamiğinde uyarı spektrumunun belirlenmesi amacı ile yol pürüzlülüğünün spektrumu kullanılmaktadır.

Tablo 2.1 Yol Pürüzlülüğü Sınıflandırma Tasarısı

	DIN-FANAK (C8)			ISO(TC 108)
Sınıf	Pürüzlülük	Alt Sınır	Ortalama Değer	Üst Sınır
A				...0,25....0,5
B	Çok İyi	....1....2		0,25.....1.....2
C	İyi	2....	4×10^{-6}	8
D	Orta	8....	16×10^{-6}	...32
E	Kötü	32...	64×10^{-6}	...128
F	Çok Kötü	128		128.....256....512
G				512...1024...2048
H				2048



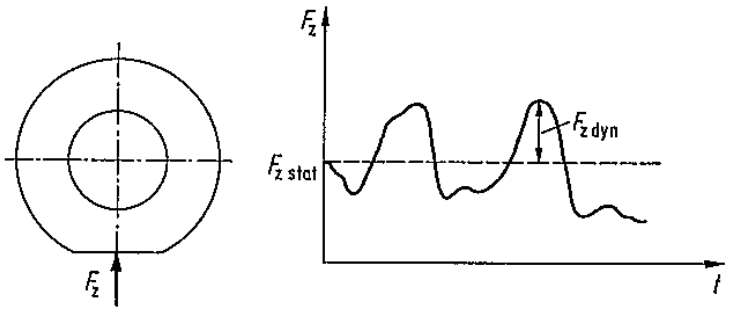
Şekil 2.7 Yol Pürüzlülüğü Spektrum Yoğunluğu Gösterilimi

2.5 Taşıt Titreşimleri İrdeleme Kriterleri

Bölüm 2.2.'de açıklanan taşıt titreşimlerinin irdeleme kriterleri şunlardır; Dinamik Tekerlek Yükü, Seyir Emniyeti, Yol Yıpranması, Tekerlek Yükü Darbe Faktörü, Yay Kolu, Koltuk Yay Kolu, Tekerlek Yay Kolu, Titreşim Konforu, İyilik Sayısı.

2.5.1 Dinamik Tekerlek Yükü

Taşıt tireşimlerinin meydana getirdiği en önemli istenmeyen etkilerden biri dinamik tekerlek yükü adı verilen yere basma kuvvetinde ortaya çıkan salınımlardır. Bu salınımlar seyir emniyeti, yol kaplaması ve taşıt parçalarının ömrünüde etkilemektedir.



Şekil 2.8 Dinamik Tekerlek Yükü (Mitschke, M., 1984)

Tekerlek yükü salınımı statik ve dinamik olmak üzere iki bileşenden meydana gelmektedir.

$$F_z\,(t) = F_{z,\,st} + F_{z,\,din}\,(t) \tag{2.37}$$

$\hat{F}_{z,din}$ gerçek tekerlek yükü salınımı genliği olmak üzere, büyütme fonksiyonu ve yol uyarısı spektrum yğunluğu yardımıyla, varyans aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\sigma_F^2 = \int_0^\infty \Phi_{F_z}(\omega)d\omega = \int_0^\infty \left|\frac{\hat{F}_{zdin}}{\hat{h}}\right|^2 \Phi_h(\omega)d\omega \tag{2.38}$$

Tekerlek yükünün dinamik bileşeni $\hat{F}_{z,din}$ pozitif ve negatif değerler alabilmektedir ve $\hat{F}_{z,din} = - \hat{F}_{z,st}$ özel durumunda da toplam tekerlek yükü sıfır olmaktadır ($F_z = 0$). Bu durumdan sonra artık tekerlekler çevresel ve yatay kuvvetler taşıyamamaktadır. Bu olay taşıtın tüm tekerleklerinde aynı anda etki ederse tekerlekler yere basmaz ve taşıtın kontrolü tamamen ortadan kalakar. Tekerlek yükünün azalması bütün tekerleklerde olmasa bile taşıtın seyir özellikleri bozulur. Bu nedenle seyir emniyeti, artan tekerlek yükü salınımlarıyla azalmaktadır. Dolayısıyla σ_F standart sapmasının ufak olması istenmektedir. Ancak σ_F değerinin mertebesi tek başına fazla bir anlam taşımaz. $\hat{F}_{z,st}$ statik tekerlek yüküne oranı, seyir emniyeti kriteri olarak kullanılmakta ve mümkün olduğu kadar küçük olması istenmektedir. (Güney,A.,1992)

$$\sigma_F \ / \ \hat{F}_{z,st} \tag{2.39}$$

2.5.2 Titreşim Konforu

Taşıt tireşimlerinin irdelenmesinde en önemli kriterlerden biri taşıtın içinde bulunan kişilerin bu titreşimlerden duyduğu rahatsızlığı gösteren titreşim konforudur.

Taşıt içersinde oturan kişiye titreşimler oturduğu koltuk üzerinden, ayaklarından ve ellerinden etki eder. Kamyonlarda ise titreşimler koltuk üzerinde sürücüye, sürücü kabini üzerindende ellerine ve ayaklarına etki etmektedir. İnsan vucudunun çeşitli kısımları değişik titreşimlere maruz kalması dikkaet edilmesi gereken bir konu olmaktadır. Koltuk üzerinde kalan ücut üst kısmı, koltuktan gelen titreşimlere, ayaklar ve bacakların alt kısımları, taşıt gövdesi titreşimlerine, sürücünün elleri ve kollarıda direksiyon simidi titreşimlerine maruz kaırlar. Bu titreşimler farklı olduğu gibi insan vucüdunun farklı bölgelerininde bu titreşimlere uyarlılıklarıda farklıdır. İnsana etkiyen titreşimlerin toplam tesiri, her bir vücut parçası için ayrı ayrı ele alınıp sonunda bir bütün halinde irdelenmelidir. Belli bir frekanstaki titreşim konforu (K), o frekanstaki titreşim genliği (z) ile duyarlılığın (B) çarpımı ile bulunur.

$$K(w) = B\, z''(w) \tag{2.40}$$

Konfor sayısının bulunması için de bütün frekans alanı göz önüne alınmalıdır. Duyarlılık büyütme fonksiyonu ve uyarı spektrum yoğunluğu yardımıyla, konfor katsayılarının kareleri aşağıdaki şekilde bulunur.

Koltuk için konfor katsayısı;

$$K^2_{koltuk} = \int_0^{\infty} B^2_{koltuk} \left| \frac{\ddot{\hat{z}}_{koltuk}}{\hat{h}} \right|^2 \Phi_h(\omega) d\omega \qquad (2.41)$$

Sürücü eli için konfor katsayısı;

$$K^2_{el} = \int_0^{\infty} B^2_{el} \left| \frac{\ddot{\hat{z}}_{el}}{\hat{h}} \right|^2 \Phi_h(\omega) d\omega \qquad (2.42)$$

Ayak konfor katsayısı;

$$K^2_{ayak} = \int_0^{\infty} B^2_{ayak} \left| \frac{\ddot{\hat{z}}_{ayak}}{\hat{h}} \right|^2 \Phi_h(\omega) d\omega \qquad (2.43)$$

Başvurma konfor katsayısı ;

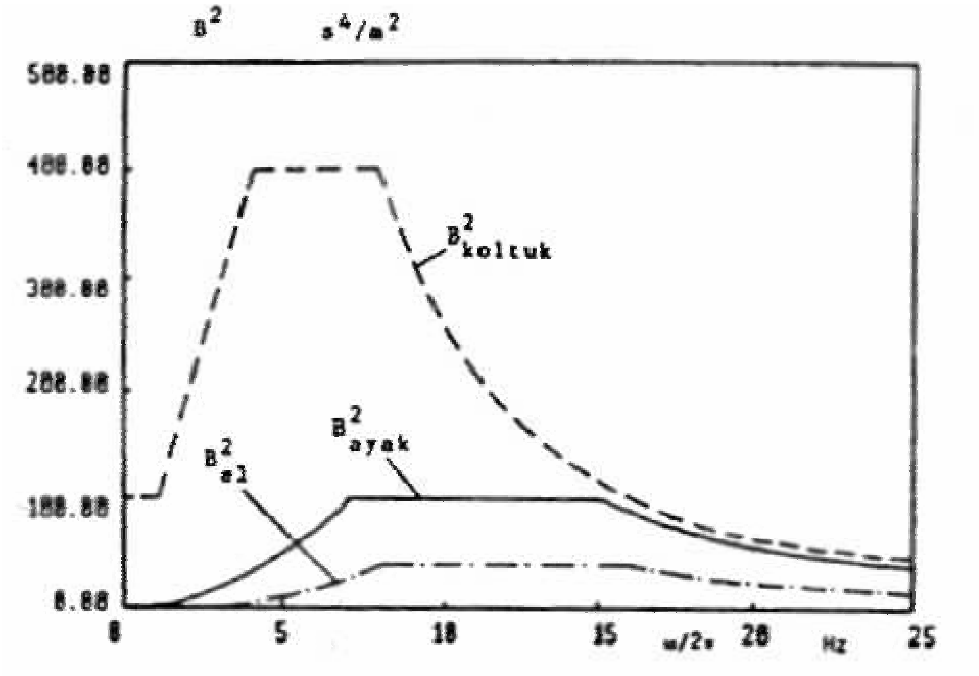
$$K^2_{basvurma} = \int_0^{\infty} B^2_{basvurma} \left| \frac{\ddot{\hat{\varphi}}_{basvurma}}{\hat{h}} \right|^2 \Phi_h(\omega) d\omega \qquad (2.44)$$

Denklemleri ile hesaplanarak ,toplam titreşim konforu değeri ise bu konfor katsayılarının karesel toplamıyla elde edilir.

$$K = \sqrt{\left(K^2_{koltuk} + K^2_{el} + K^2_{ayak} + K^2_{basvurma} \right)} \qquad (2.45)$$

Kamyon Sürücü süpansiyonu optimizasyon modellerimizde koltuk, ayak ve başvurma konfor katsayıları dikkate alınarak toplam konfor katsayı değerinin mümkün olduğu kadar düşük çıkması amaçlanarak optimizasyon yapılmaktadır.

(2.45) ifadesi ile bulunan konfor katsayısı Şekil 2.9'da verilen titreşimden etkilenme eğrileri ile değerlendirilir. Şekilden görüldüğü gibi etkilenme, titreşime maruz kalma süresiyle artar. Örneğin K= 12.5 olan bir konfor durumunda yaklaşık 4 saat sonra becerilerde bir etkilenme, 10 saat sonra artık sağlıkta bir etkilenme beklenir. K konfor katsayısı insan yapısı, yaşı, alışkanlığı ve kondisyonu ile doğrudan ilintilidir.

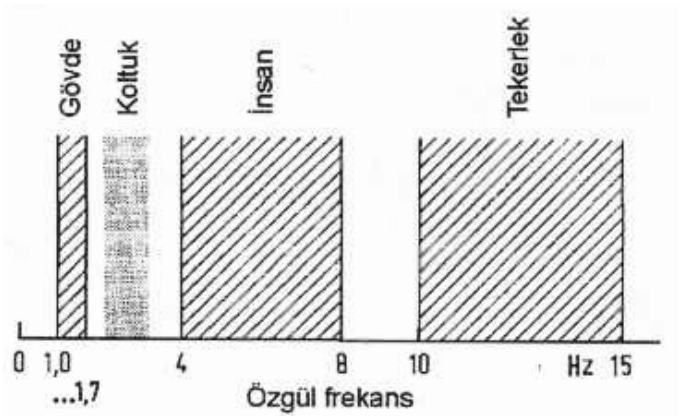


Şekil 2.9 Titreşim Duyarlılığının Kareleri (Mitschke, M., 1984)

Kişinin duyarlılık eğrilerinin karesel şekli Şekil 2.9'da gösterilmiştir. Bu eğrilerin hesabı içinde frekansa bağlı değerleri Tablo 2.2'de verilmiştir.

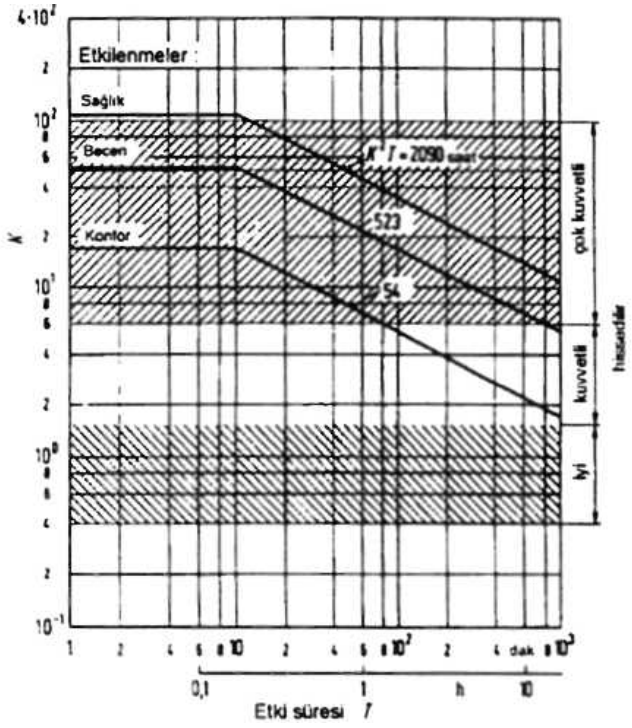
Tablo 2.2 Titreşim Duyarlılığı Kareleri Değerleri (Mitschke, M., 1984)

	Frekans (w/2π)	**B^2**
Koltuk	0...1	100
	1...4	16.w
B^2_{koltuk}	4...8	400
	8....	$(1000/w)^2$
El	0....8	$(w/8)^2$
B^2_{el}	8..16	40
	16...	$4.\ 10^5 / w^2$
Ayak	0....7	$w^2 / 20$
B^2_{ayak}	7..15	100
	15....	$9\ 10^5 / w^2$
Basvurma	1....7	100
$B^2_{basvurma}$	7..10	$(2.10^4 / w^2)^2$
	10....	25



Şekil 2.10 Taşıt tireşimlerinde özgül frekansların genel yerleri

Şekil 2.10'da görüldüğü gibi vücut kısmı el ve ayaklara göre çok daha hassas. 4-8 Hz arası vücut, 8-16 Hz arası ise el ve ayaklar titreşimlere karşı hassastır. Bu bilgilere ek olarak Taşıt Titreşimlerinde gövde, koltuk, insan ve tekerleklerin özgül frekanslarını gösteren genel skala Şekil 3.4'te sunulmuştur. Kamyon gövdesi boş iken1-2 Hz aralığında, dolu iken ise 1-1.5 Hz aralığında özgül frekansa sahiptir.



Şekil 2.11 Titreşimden Etkilenme

Kamyon sürücü kabini süspansiyonu optimizasyonu çalışmasının sonuç bölümünde titreşim sisteminin irdeleme kriterlerinden dinamik tekerlek yükü dolayısıyla seyir emniyeti ve titreşim konforu değerleri göz önüne alınmıştır.

2.6 Taşıt Titreşim Modeli Hesaplama Yöntemi

Titreşim modelinin hesabına Bölüm 2.1 'de anlatıldığı gibi sistemin hareket denklemi yazılarak başlanır.Hareket denklemleri ise aşağıda detaylı gösterildiği gibi matris şekliyle yazılır.

$$\underline{M}\begin{vmatrix} m_3 & & \\ & m_2 & \\ & & m_1 \end{vmatrix}\begin{Vmatrix} \ddot{z}_3 \\ \ddot{z}_2 \\ \ddot{z}_1 \end{Vmatrix} + \underline{K}\begin{vmatrix} k_3 & & \\ & k_2 & \\ & & k_1 \end{vmatrix}\begin{Vmatrix} \dot{z}_3 \\ \dot{z}_2 \\ \dot{z}_1 \end{Vmatrix} + \underline{C}\begin{vmatrix} c_3 & & \\ & c_2 & \\ & & c_1 \end{vmatrix}\begin{Vmatrix} z_3 \\ z_2 \\ z_1 \end{Vmatrix} = \underline{R}\begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ c_1 \end{vmatrix} \cdot h$$

$\underline{\hat{z}}$ kompleks genliğini ve $\underline{\hat{h}}$ kompleks uyarısını gerçel ve sana kısımlarıyla birer vektörle gösterip, (2.19) denklemi uyarınca aşağıdaki matris şeklinde yapılır.

$$\underline{A}\begin{vmatrix} C - \omega^2 M & \omega K \\ \omega K & C - \omega^2 M \end{vmatrix}\begin{Vmatrix} z_g \\ z_s \end{Vmatrix} = \underline{B}\begin{vmatrix} R_g \\ R_s \end{vmatrix} \cdot h$$

$$\hat{z} = \underline{A}^{-1} \cdot \underline{B} \cdot \hat{h}$$

$$B^T = \begin{pmatrix} 0 & 0 & c_1 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

A matrisi yukarıdaki şekilde oluşturulduktan sonra inversi alınarak, gerçel ve sanal z genlikleri bulunur. Z vektörü içindeki büyüklüklerden başka bilinmeyenler hesaplanmak istenirse, dönüştürme matrisleri yardımıyla bulunur. Dinamik tekerlek

yükü ve bazı ivmeler ve yay yolları hesabı için dönüştürme matrisleri aşağıdaki gibi kurulur.

Dinamik Tekerlek yükü :

$$F_{z,din} = c_1(h - z_1) = m_1\ddot{z}_1 + m_2\ddot{z}_2 + m_3\ddot{z}_3$$

Koltuk ve Gövde İvmeleri :

$$\ddot{z}_3 = \omega^2 \cdot \ddot{z}_3 \qquad \ddot{z}_2 = \omega^2 \cdot \ddot{z}_2$$

Koltuk ve tekerlek yay kolları:

$$\Delta z_{koltuk} = z_3 - z_2 \qquad \Delta z_{tekerlek} = z_2 - z_1$$

Taşıt titreşim sisteminin özgül frekansları A matrisinden hesaplanabilir. Ancak bu çalışmada yer alan beş kütleli taşıt titreşim modelindeki elemanların sayısal değerleri göz önüne alınarak yapılacak basitleştirmelerle sönümsüz özgül frekanslar ve sönüm oranları basitçe formüle edilebilir.

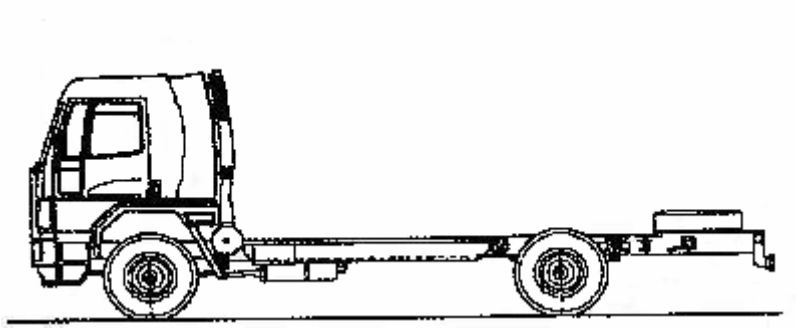
2.7 Sonuç

Bu bölümde, çalışma kapsamında yapılan hesaplamalara esas teşkil eden teorik altyapı sırası ile “Taşıt Titreşim Modeli” ve “Titreşim Tekniği” başlıkları altında anlatılmıştır. 2.2 alt bölümünde farklı taşıt modelleri hakkında bilgi verilmiş, 2.3 bölümünde ise, taşıt titreşim hesaplamalarında başlıca uyarı fonksiyonu olan yol pürüzlülük spektrumu, genel hareket denklemleri ve spektral analiz tanımları yardımı ile detaylı olarak açıklanmıştır. Bu şekilde, bir sonraki bölümde yapılan hesaplamalarda ve optimizasyon için yazılmış olan bilgisayar programında kullanılan temel yaklaşım anlatılmıştır.

3 KAMYON TİTREŞİM MODELİ

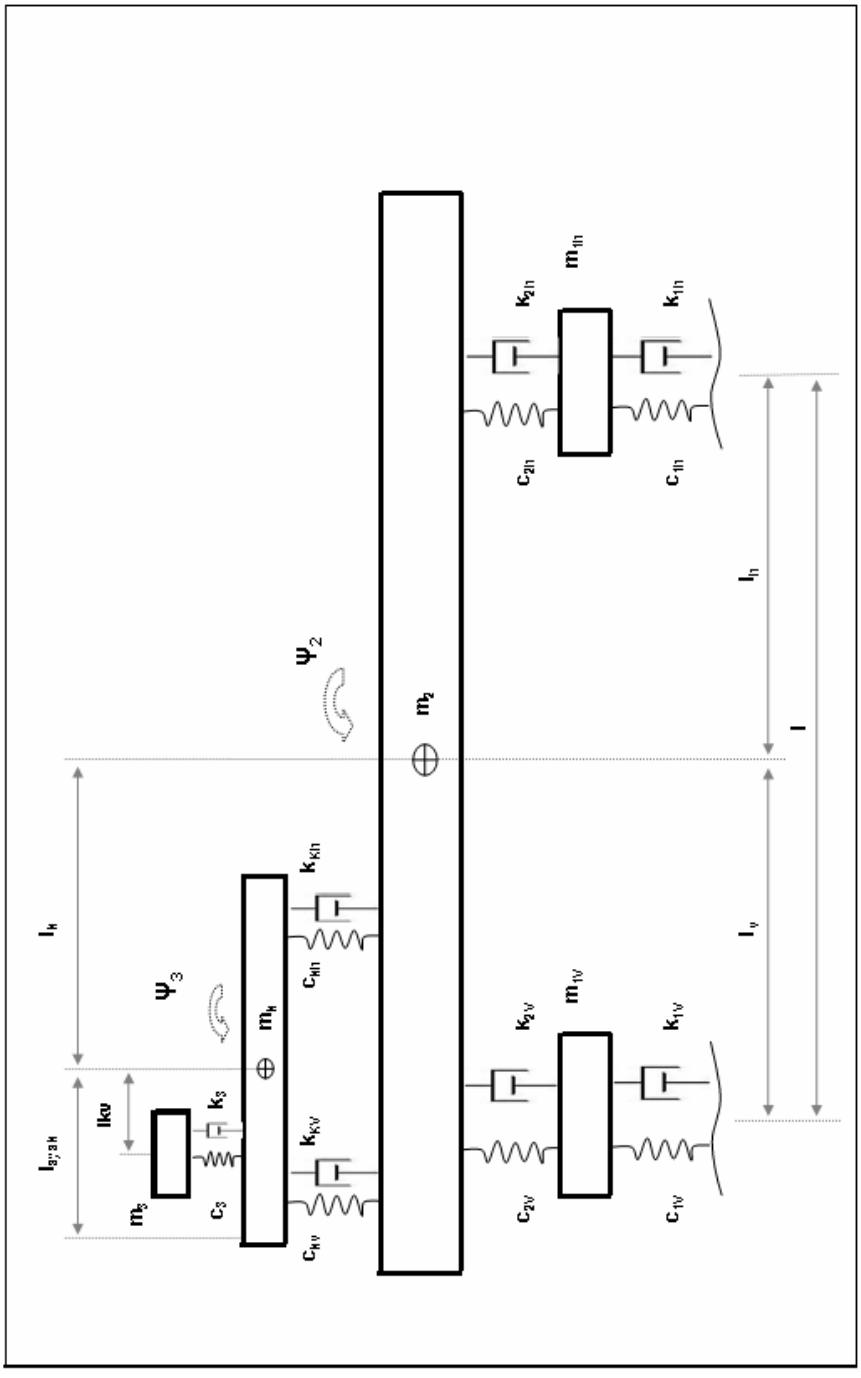
3.1 Giriş

Kamyon titreşim modelimizin hareket denklemleri ve bu denklemlerin çözümü sonucu elde edilen verilerin kullanımı ile kabin süspansiyonu optimizasyonu için gerekli konfor değerleri ve dinamik tekerlek yüklerinin hesaplanması anlatılmaktadır. Hesaplama sonucunda elde edilen verilerle koltuk, ayak ,başvurma ve toplam konfor değerleri hesaplanmakta ve bu hesaplama için yazılan bilgisayar programı yardımıyla optimum konfor için gerekli yay, sönüm katsayıları ve araç boyutları saptanmaktadır İkinci bölümde teorik olarak anlatılan taşıt titreşim modellerini, Şekil 3.1 ‘de görülen örnek kamyona entegre ettiğimiz zaman, Şekil 3.2’de toplam yedi serbestlik derecesine sahip, iki akslı, tekerlek, gövde, kabin ve koltuktan oluşan tek izli bir titreşim modelini elde etmekteyiz.



Şekil 3.1 Kamyon Modeli

Şekil 3.2’de yer alan kamyon titreşim modeli bu çalışmanın tüm aşamalarında temel olarak alınmıştır.



Şekil 3.2 Kamyon Taşıt Titreşim Sistemi

3.2 Kamyon Titreşim Modeli ve Hareket Denklemleri

Şekil 3.2'de beş kütleli ve yedi serbestlik dereceli Kamyon Titreşim Modelini biraz açıklamak gerekirse. Ön, arka tekerlek (aks), gövde, kep ve koltuk (sürücü) olmak üzere beş kütleden oluşmaktadır. Tekerlek (aks) kütlesi hem yola hemde gövdeye yay ve sönüm elemanları ile bağlıdır. Gövde kütleside hem kep hemde akslara yay ve sönümleyiciler ile bağlandığı düşünülmüştür. Sürücü kep'i ise hem kamyon gövdesine hemde sürücü koltuğuna beraber bağlı bulunmaktadır. Sürücü veya koltuk olarak düşünülebilecek kütle ise kabine yay ve sönüm elemanları ile bağlıdır. Modelde hem kamyon gövdesinin hemde kep'in başvurma hareketi yaptığı düşünülemkte ve tüm hareket denklemlerinde ve titreşim konforu analizlerinde göz önüne alınmaktadır. Dolayısıyla beş kütleli kamyon titreşim sistemi toplam yedi serbestlik derecesine sahip olduğu söylenebilir.

Kamyon Titreşim modelinde tüm yay ve sönüm elemanlarının lineer olduğu, tüm kütlelerin rijit olduğu varsayılmaktadır. Bu çalışmadaki titreşim hesaplamalarında motor ağırlığı, yeri ve titreşimi göz önüne alınmamaktadır. Gövde ağırlığı gövdeye bağlı egzos, şasi, yakıt deposu, akü gibi ağırlıkların toplamı olarak düşünülmüştür. Tüm çözümlemelerde büyütme fonksiyon frekans değerleri giriş verisi olarak kullanılmış, sönüm oranı olarak 0.25 değeri alnmış ve yay ve sönmü katsayıları bu verilere bağlı olarak hesaplanmaktadır. Frekans bandı olarak 0-25 Hz aralığı seçilmiştir.

Hareket denklemlerinin çözümlenmesi sonucu koltuk,sürücü kabini ve güvde ivmeleri ile dinamik tekerlek yükü bulunur. 0 ile 25 Hz frekans alanı üzerinde z(w) cevap spektrumu ve h(w) uyarı spektrumu ile elde edilen gövde,kabin ve koltuk ivmesi ve dinamik tekerlek yükü ve kütlelerin yola bağlı Şekil 3.3'de görülen yol ve Şekil 3.4'de görülen yol büyütme fonsiyonları hesaplanır. Matlab bilgisayar programında yazılan program ile hem hesaplanır hemde grafik olarak çizilir. Daha sonra konfor değerleri hesaplamalarında bu veriler kullanılmaktadır. Taşıt titreşimlerinin sonuçlarının irdelenmesinde en önemli kriterlerden biri taşıt içersinde yolculuk eden kişilerin titreşimden duyduğu rahatsızlığı gösteren titreşim konforudur. Kişinin titreşime karşı duyarlılığı vücudunun çeşitli bölgelerine ve frekansa bağlı olarak değişmektedir.Matlab programında ivme ve yol büyütme fonksiyonunun yanısıra ayak, koltuk ve başvurma konfor katsayıları hesaplanmakta ve Şekil 3.5'de görüldüğü gibi grafik olarak gösterilmektedir.

Kamyon Titreşim modeli hareket denklemleri:

$$m_3 z_3 + c_3 (z_3 - z_k + l_3 \Psi_k) = 0 \quad (3.1)$$

$$m_k z_k - c_3 (z_3 - z_k + l_3 \Psi_k) + c_{kv} [z_k - l_{kv}\Psi_k - z_2 + (l_k + l_{kv}) \Psi_2] + c_{kh} [z_k + l_{kh}\Psi_k - z_2 + (l_k - l_{kh}) \Psi_2] = 0 \quad (3.2)$$

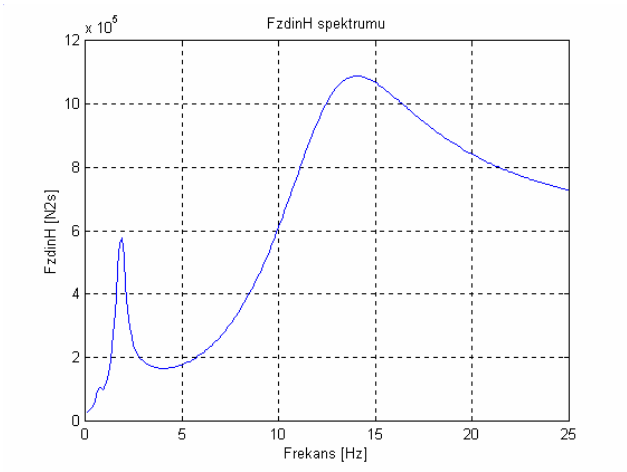
$$\theta_k \Psi_{k2} - c_3 l_3 (z_3 - z_k + l_3 \Psi_k) + c_{kv} l_{kv} [z_k - l_{kv}\Psi_k - z_2 + (l_k + l_{kv}) \Psi_2] + c_{kh} l_{kh} [z_k + l_{kh}\Psi_k - z_2 + (l_k - l_{kh}) \Psi_2] = 0 \quad (3.3)$$

$$m_2 z_2 - c_{kv} [z_k - l_{kv}\Psi_k - z_2 + (l_k + l_{kv}) \Psi_2] + c_{2V} (z_2 - l_V \Psi_2 - z_{1V}) - c_{kh} [z_k + l_{kh}\Psi_k - z_2 + (l_k - l_{kh}) \Psi_2] + c_{2H} (z_2 + l_H \Psi_2 - z_{1H}) = 0 \quad (3.4)$$

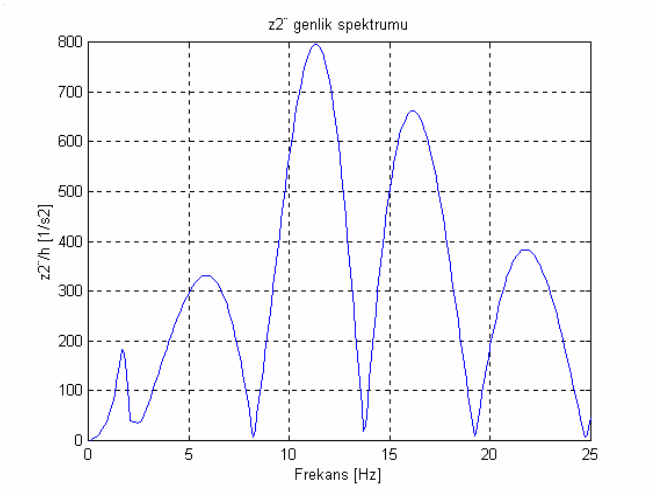
$$\theta_2 \Psi_2 - c_{kv} (l_k + l_{kv}) [z_k - l_{kv}\Psi_k - z_2 + (l_k + l_{kv}) \Psi_2] + c_{2V} l_V (z_2 - \Psi_2 l_V - z_{1V}) - c_{kh} (l_k - l_{kH}) [z_k + l_{kh}\Psi_k - z_2 + (l_k - l_{kh}) \Psi_2] + c_{2H} l_H (z_2 + \Psi_2 l_H - z_{1H}) = 0 \quad (3.5)$$

$$m_{1V} z_{1V} - c_{2V} (z_2 - l_V \Psi_2 - z_{1V}) + c_{1V} (z_{1V} - h_V) = 0 \quad (3.6)$$

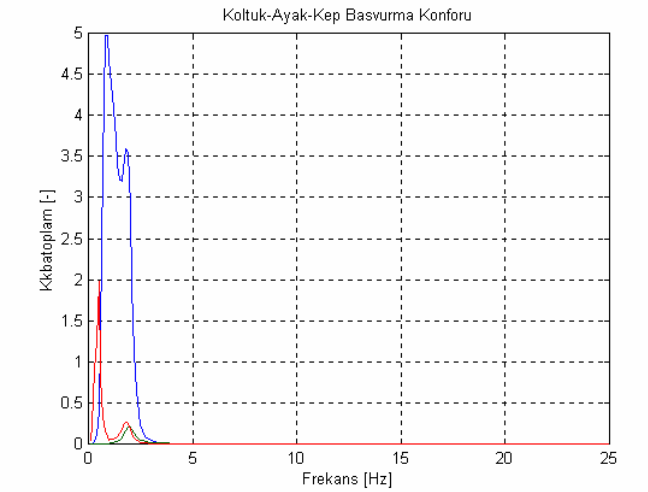
$$m_3 z_3 - c_{2H} (z_2 + l_H \Psi_2 - z_{1H}) + c_{1H} (z_{1H} - h_H) = 0 \quad (3.7)$$



Şekil 3.3 Dinamik Tekerlek Yükü Büyütme Fonksiyonu



Şekil 3.4 Gövde İvmesi Büyütme Fonksiyonu



Şekil 3.5 Koltuk, Ayak, Başvurma Titreşim Konforu

3. 3 Sonuç

Bu bölümde, çalışma kapsamında yer alan kamyon titreşim modeli detaylı olarak açıklanmış, başlangıç ve giriş değerleri ile titreşim optimizasyonunun temelinin oluşturan hareket denklemleri açıklanmıştır. Titreşim analizi için yazılan Matlab programının sonuçlarına değinilmiştir.

4 SONUÇ VE ÖNERİLER

Kamyon Sürücü Kabini Süspansiyonu Optimizasyonu çalışmasında iki akslı tek izli, koltuk, kamyon kabini, gövde ve tekerlek elemanlarından oluşan kamyon titreşim modeli tüm aşamalarda temel olarak alınmıştır. Kamyon titreşim modelinin 4. bölümde detaylı olarak anlatılan matematiksel çözümü, analizi, sonuç eğrilerinin çizilmesi, farklı giriş değerleri ile optimizasyon çalışmasının yapılması ve elde edilen sonuçların anlaşılabilir olması amacıyla MATLAB bilgisayar yazılımı yardımıyla özel bir program yazılmıştır. Özel programın, kamyon sürücü kabini süspansiyon optimizasyonu modelinde doğru sonucu verip vermediği daha önce literatürde çözümlenen bir kamyon titreşim probleminin giriş ve sonuç değerleri ve grafikleri karşılaştırılarak kontrol edilmiştir. Boyut, yay, sönüm katsayıları, yol pürüzlülüğü ve ağırlık gibi parametrelerden bağımsız olması ve tüm iki akslı kamyon modellerine uygulanabilir olması amacıyla program, çalışma süresince birçok defa geliştirilmiştir. Bu tezi oluşturan çalışmanın temelini oluşturan matlab programını ilk halinde sadece temel çözüm, analiz safhaları bulunmaktaydı. Optimizasyon safhasına gelinildiğinde yay, sönüm katsayıları, boyutlar ve modeli oluşturan gövde, kep, koltuk özgül frekans değerlerinin aynı anda değişiminin sonuca etkisinin incelenmesi gereksinimi programın sürekli geliştirilmesine ve sonuç olarak optimum bir program versiyonu oluşturulmasına etken olmuştur. Programın son hali ile istenilen bir iki akslı, koltuk, kep, gövde ve akslardan oluşan bir kamyonun titreşim analizi yapılarak, dinamik ön/arka tekerlek yükü büyütme fonksiyonu, koltuk, kep, gövde (ön/arka), ön ve arka aks ivmesi büyütme fonksiyonları değerleri hesaplanabilmekte ve tüm sonuç değerleri grafik olarak çizdirilebilmektedir. Analizin en önemli sonucu olan ve gerçekleştirilen optimizasyon çalışmasının ana amacı olan, kamyon sürücüsüne direkt etki eden koltuk, ayak ve kep başvurma konfor değerleri hesaplanmış ve titreşim konfor eğrileri porgram yardımıyla çizdirilmiştir.

Kamyon titreşim modelinin çözümlerinin rasyonel olarak anlaşılabilmesi için sürücü koltuğunun, kepin (ön, arka bağlantı noktaları,ağırlık merkezi), gövdenin (ön ve arka aks bağlantı noktaları) maksimum yerdeğiştirme değerleride yazılan özel program yardımıyla hesaplanmıştır. Kamyon sürücü kabini süspansiyonu optimizasyonu çalışmasında gözardı edilen motor titreşimleride istenildiği takdirde bu programla

motorun model üzerinde yeri ve titreşim uyarı fonksiyonu belirlendiği takdirde, motor titreşim etkiside analize dahil edilebilmektedir.

Kamyon sürücü kabini süspansiyon optimizasyonu sadece gövde ile kabinin bağlantı noktalarındaki hareket ve ivme ve kullanılan yay ve sönümleyicilerin değerleri ile sınırlı değil, aynı zamanda yol düzgünsüzlükleri, tekerlek yapısı, aks ile gövde arasındaki süspansiyon ve aynı zamanda sürücü koltuğunun süspansiyon sisteminin yapısı ile de doğrudan etkilenmektedir. Bu nedenle çözümün rasyonel olması için giriş değerlerinin dışındaki tüm değerler her 3 optimizasyon modelinde de aynı seçilmiştir.

Optimizasyon programında ilk aşamada birçok farklı boyutta kamyon düşünülmüş ve sonunda Tablo E.1'de detayları verilen özellikte bir kamyon modeli programda temel olarak alınmıştır. Matlab programında sırasıyla çözümün gerçekleşeceği frekans bandı, tekerlek, gövde, kep, koltuk ve sürücü ağırlıkları, kamyon boyutları buna bağlı olarak kep ve gövde atalet momentleri denklemleri, tüm sönüm oranları ve en önemli giriş değerleri olarak tekerlek (ön/arka), kep (ön/arka), gövde (ön/arka), koltuk büyütme fonksiyonu özgül frekans değerleri tanımlanmıştır. Özgül frekanslara, kütleye ve sönüm oranına bağlı olarak her yay ve sönüm katsayısı ayrı ayrı her optimizasyon çözümünde hesaplanmaktadır. Kamyn titreşim sisteminin uyarıcısı olan yol uyarı spektrum yoğunluğu denklemide programa girilmektedir. Verilerin tamamı programa girildikten sonra program çalıştırılır ve sonuçta Şekil D.1'de görülen program arayüzü karşımıza çıkar. Arayüzdeki seçeneklerden istenilirse modelin çizimi, istenilirse yola veya ivmeye bağlı tüm titreşim sisteminin büyütme fonksiyonları ve konfor sonuç eğrileri çizilebilmektedir. Optimizasyon için kullanımı geliştirilen bu özel program ile elli adete yakın farklı özgül frekans seçimi ile gerçekleştirilen titreşim konfor çözümleri denemesinin ardından, kamyon titreşim modelimizin sürücü kabini süspansiyonu optimizasyonu için 1.optimizasyon modeli bulunmuştur. Optimum çözüm modeli olarak düşünülen 1.Optimizasyon modeli farklı büyütme fonksiyonu özgül frekansına bağlı sönüm ve yay katsayısı alternatifleri düşünülerek 2. optimizasyon modeli çözümü geliştirilmiştir. 2.optimizasyon modeli ise titreşim konforu değerlerinin iyileştirilmesi için yeni özgül frekans giriş değerleri denenerek 3. optimizasyon modeline optimum çözüm olarak geliştirilmiştir.

1.Optimizasyon modeli için Tablo 4.1'de koltuk (sürücü), kep ön, kep arka, gövde ön, gövde arka ve tekerlek (aks) için büyütme fonksiyonu özgül frekans değerleri programa girilmiştir. Bu değerlere bakıldığında tekerlek büyütme fonksiyonu özgül frekans giriş değeri (f_1) 12 Hz gibi gerçeğe yakın bir değer seçilmiştir. Kamyon

gövdesi ön aks bağlantı noktasında ise büyütme fonksiyonu özgül frekans değeri (f_{2v}) 1.4 Hz gibi normalden ve arka aks bağlantı noktasından daha düşük bir frekans giriş değerine sahip orta yumuşaklıkta bir süspansiyon seçilmiştir. Gövde arka aks bağlantı noktasındaki büyütme fonksiyonu özgül frekans değeri (f_{2h}) ise 2 Hz gibi gerçek kamyon süspansiyon değerlerine yakın bir değer düşünülmüştür. Ağırlık merkezi gövde ön aks bağlantı noktasının tam üzerine gelmek üzere konumlandırılan sürücü kabini, ön ve arka bağlantı noktalarındaki büyütme fonksiyonu özgül frekansları (f_{kv} , f_{kh}) ise 5 Hz seçilmiştir.

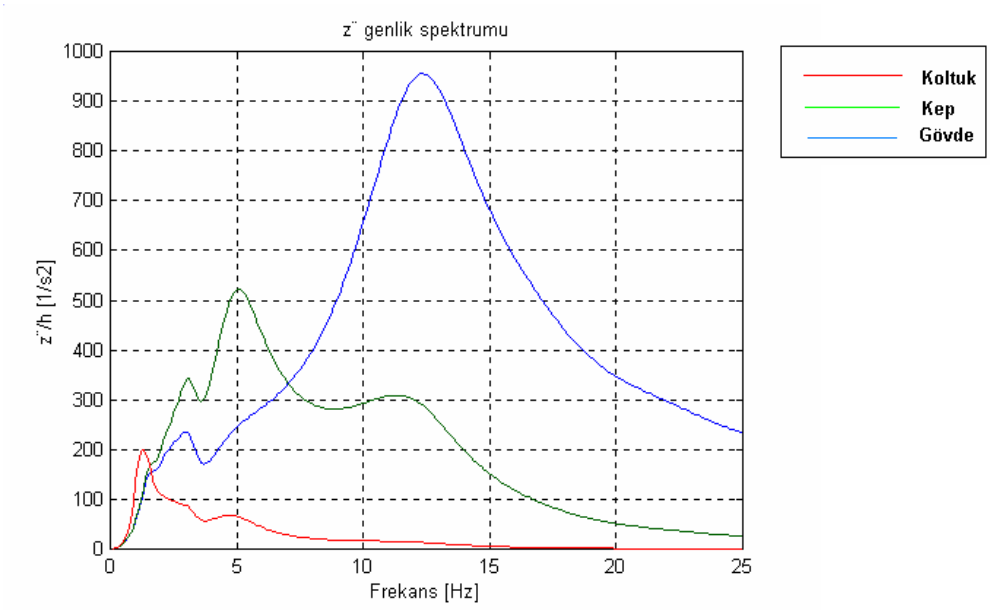
Kamyon sürücü kabini süspansiyonu 1.optimizasyon modelimizi genel olarak değerlendirirsek gövdenin ön aks bölgesindeki süspansiyonun orta sert, arka akstaki süspansiyonun sert, kep ön ve arka süspansiyonlarının sert, koltuk süspansiyonun ise orta sertlikte seçildiği söylenebilir. Konfor yaklaşımıyla düşünülürse bu verilere sahip bir kamyonun ön aksında yumuşak bir süspansiyon , arka aksta ise sert bir süspansiyon kullanılmış, kep bağlantı noktalarında sadece sert takozlar kullanılmış sürücü koltuğu ise orta sertliğe sahip takozlar ile kep'e bağlanmıştır. 1. optimizasyon modeli için Matlab programı çalıştırıldıktan sonra Tablo 4.1, Şekil 4.1 ve Şekil 4.2'deki sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 4.1'deki frekansa bağlı ivme büyütme fonksiyonları grafiğini incelediğimizde gövdenin 1-2 Hz aralığında özgül frekansa sahip olduğnu ve koltuk eğrisi üzerinde tepe oluşturduğunu görmekteyiz. 3 Hz özgül frekansında ise gövde ve kep'in başvurmadan doğan frekans tepelerini görmekteyiz ki bu tepelerin hem gövde hemde kep eğrisinde görünmesi 3 Hz frekansında konfor açısından olumsuz bir durum olduğunu net olarak ortaya koymaktadır. 5 Hz özgül frekansında ise kep özgül frekansının hem kep eğrisinde tepe bulunmakta ancak istenilmeyen bir durum olan koltuk eğrisindede sert kep süspansiyonun etkisi ufak bir tepecikle görülmektedir. 5 Hz özgül frekansına kadar olan tepeciklerin sivri ve net görünmesi koltuk, kep ve gövdenin bu frekans aralığında yeteri kadar sönümlemeye sahip olmadığını ortaya koymaktadır. 12 Hz'de kamyon aksının özgül frekansının gövdeyi yüksek derecede ve kepi ise daha az derecede etkilediğini görüyoruz. 1.optimizasyon modelinin sadece büyütme fonksiyonlarına bakarak bir değerlendirme yaparsak gövdenin gerçekleştirdiği başvurma hareketinin hem kep hem koltuk üzerinde 3 Hz frekansında olumsuz etkisi bulunmaktadır ve bu frekans aralığında insan konforu olumsuz yönde etkilenmektedir. 1. Optimizasyon modelinin Şekil 4.2'de konfor eğrileri ile Tablo 4.1'de konfor katsayıları sonuç değerlerini beraber incelediğimizde ise konfor katsayılarının 10 Hz gibi tercih edilmeyen özgül frekanslarda olduğu gözlemlenmektedir. Koltuk konfor katsayısı (K_{koltuk})değerinin 12.6 gibi yüksek bir değer olması, Şekil 2.8'deki titreşimden etkilenme diyagramına göre 4 saat sonra sürücünün becerilerinde bir etkilenme, 10 saat sonra ise sürücünün sağlığının etkilenmesine neden olma ihtimali

Tablo 4.1 1. Optimizasyon Modeli Giriş ve Sonuç Değerleri Tablosu

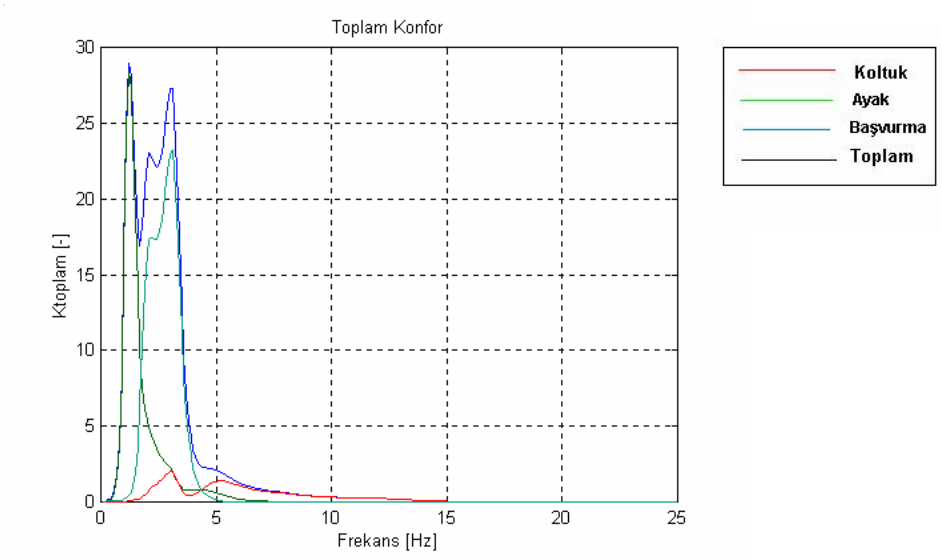
Büyütme Fonksiyonu Frekans Giriş Değerleri		
Tekerlek	f_1	12 Hz
Gövde Ön	f_{2v}	1.4 Hz
Gövde Arka	f_{2h}	2 Hz
Kep Ön	f_{kv}	5 Hz
Kep Arka	f_{kh}	5 Hz
Koltuk (Sürücü)	f_3	1.1 Hz

Konfor Katsayıları Sonuç Değerleri	
K_{koltuk}	12.6
K_{ayak}	7.1
$K_{kbasvurma}$	15.2
$K_{Z\ Toplam}$	21.0

Maksimum Yer Değiştirme Sonuç Değerleri	
Koltuk	11.1 cm
Kep Ön	2.0 cm
Kep CM	1.0 cm
Kep Arka	7.7 cm
Gövde Ön	18.4 cm
Gövde Arka	21.2 cm



Şekil 4.1 1.Optimizasyon Modeli Frekansa Bağlı İvme Büyütme Fonksiyonları



Şekil 4.2 1. Optimizasyon Modeli Titreşim Konforu Eğrileri

bulunmaktadır ki bu kamyon tasarımında istenilmeyen bir durumdur. Tablo 4.1'de sürücünün (K_{ayak}) ayak konfor katsayısına baktığımızda ise nispeten koltuk katsayısına göre daha iyi bir titreşim konfor katsayı değeri olan 7.1 görülmektedir. Kep başvurma konfor katsayısı ($K_{kbasvurma}$) ise 15.2 çıkmıştır. Şekil 4.1'deki ivme büyütme fonksiyonu eğrilerinden çıkardığımız sonucu doğrulayan bu değerle beraber 1.optimizasyon modelinin toplam konfor katsayısı ($K_{ZToplam}$) 21.0 olarak hesaplanmıştır. Bu değer kamyon sürücü konforu için yüksek bir değer olmakla beraber, Şekil 2.11 'deki titreşimden etkilenme diyagramına baktığımız zaman, kamyon sürücüsünün 1. optimizasyon modelinin birebir aynısı olan bir kamyonda iki buçuk saat içinde becerilerinin etkileneceğini, yedibuçuk saat sonra ise sağlığının olumsuz etkileneceği görülmektedir. Tablo 4.1'de matlab programı vasıtasıyla hesaplananan kep ön ve arka maksimum yerdeğiştirme değerleri düşükte olsa kep süspansiyon sisteminin yol düzgünsüzlüklerini istenilen düzeyde sönümleyemediği ve sürücü konforunun olumsuz etkilenmesine neden olduğu görülmektedir. Özellikle kep başvurma hareketinin konforu etkilediği bunun içinde 3 Hz özgül frekansında hem gövde hem kepte ortaya çıkan tepenin yeterli sönümleme ile giderilmesi ve konforun iyileştirilmesi için 2. optimizasyon modelinde daha yumuşak gövde ve buna bağlı kep süspansiyon sistemi tercih edilmesi düşünülmüştür.

1.optimizasyon modelinin yukarıda bahsedilen sonuçları gözönüne alınarak, 2. optimizasyon modelde daha yumuşak gövde arka süspansiyon sistemi, daha sert kep ön süspansiyonu ancak daha yumuşak bir kep arka süspansiyonu tercih edilmiştir. Bu tercihlerin ana nedeni 3 Hz özgül frekansındaki kepin başvurma etkisini sınırlamak ve sürücü titreşim konforunu iyileştirmektir.

2.Optimizasyon modeli için Tablo 4.2'de koltuk (sürücü), kep ön, kep arka, gövde ön, gövde arka ve tekerlek (aks) için büyütme fonksiyonu özgül frekans değerleri programa girilmiştir. Giriş değerlerine bakıldığında tekerlek büyütme fonksiyonu özgül frekans giriş değeri 1.modelle aynı olarak (f_1) 12 Hz seçilmiştir. Kamyon gövdesi ön aks bağlantı noktasında ise büyütme fonksiyonu özgül frekans değeri (f_{2v}) 1.4 Hz, gövde arka aks bağlantı noktasındaki büyütme fonksiyonu özgül frekans değeri (f_{2h}) ise 1.8 Hz gibi 1.modele göre daha düşük değer düşünülmüştür. 2.modelde günümüzde kamyon keplerinde kullanılan ön bağlantı noktasının kauçuk bir takoz ile bağlandığı, kep arka bağlantısının ise daha yumuşak bir süspansiyon ile gövdeye bağlandığı sistemler düşünülerek, kep ön büyütme fonksiyonu frekans değeri (f_{kv}) 6 Hz, kep arka bağlantı noktasındaki büyütme fonksiyonu frekans değeri (f_{kh}) ise 4.5 Hz gibi daha düşük bir değer seçilmiştir.

Kamyon sürücü kabini süspansiyonu 2.optimizasyon modelimizi genel olarak değerlendirirsek gövdenin ön aks bölgesindeki süspansiyonun orta sert, arka akstaki süspansiyonun 1. modele göre daha yumuşak yani orta sert, kep ön süspansiyonun oldukça sert ve arka süspansiyonun orta sert, koltuk süspansiyonun orta sertlikte seçildiği görülmektedir. Konfor yaklaşımıyla düşünülürse bu verilere sahip bir kamyonun ön aksında yumuşak bir süspansiyon , arka aksta ise orta sertlikte bir süspansiyon, kep ön bağlantı noktasında sert kauçuk bir takoz, kep arka bağlantı noktasında ise yumuşak bir süspansiyon, sürücü koltuğu ise 1.modelde olduğu gibi orta sertliğe sahip bir süspansiyona sahiptir denilebilinir. 2. optimizasyon modeli için Matlab programı çalıştırıldıktan sonra Tablo 4.2, Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'daki sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 4.3'deki frekansa bağlı ivme büyütme fonksiyonları grafiğini incelediğimizde gövdenin 1-2 Hz aralığında özgül frekansa sahip olduğunu ve koltuk eğrisi üzerinde tepe oluşturduğunu görmekteyiz. Ancak 1.optimizasyon modelinin tersine 3 Hz özgül frekansında ne gövde ne de kep'in başvurmadan doğan frekans tepelerini görmemekteyiz dolayısıya sadece ivme büyütme fonksiyonları eğrisine bakarak 1.modele göre başvurma konforu açısından olumlu bir gelişme olduğu düşünülebilir. 5 Hz. özgül frekansında ise kep özgül frekansı, kep eğrisinde 1. modele göre daha yüksek derecede bir tepe oluşturmakta bunun yanında istenilmeyen bir durum olan koltuk ivme büyütme fonksiyonu eğrisinde de yeni seçilen süspansiyon sistemine rağmen 1. modelde olduğu gibi sert kep süspansiyonun etkisi bir tepecikle görülmektedir. 5 Hz. özgül frekansına kadar olan tepeciklerin sivri ve net görülmesi koltuk, kep ve gövdenin bu frekans aralığında yeteri kadar sönümlemeye sahip olmadı düşünülebilir. 12 Hz.'de ise kamyon aksının özgül frekansının gövdeyi yüksek derecede ve kepi ise daha az derecede etkilediğini görüyoruz. 2.optimizasyon modelinin sadece büyütme fonksiyonlarına bakarak 1. modele göre bir değerlendirme yaparsak gövdenin gerçekleştirdiği başvurma hareketinin hem kep hem koltuk üzerinde olumsuz etkisi giderilmiştir ve bu frekans aralığında sürücü konforunun iyileştirildiği söylenebilir. Ancak 5 Hz kep özgül frekansı etkisine bakılarak kep ve koltuk süspansiyonun istenilen sönümlemeyi gerçekleştirerek, istenilen konforu sağlamadığınıda gözlemleyebiliriz.

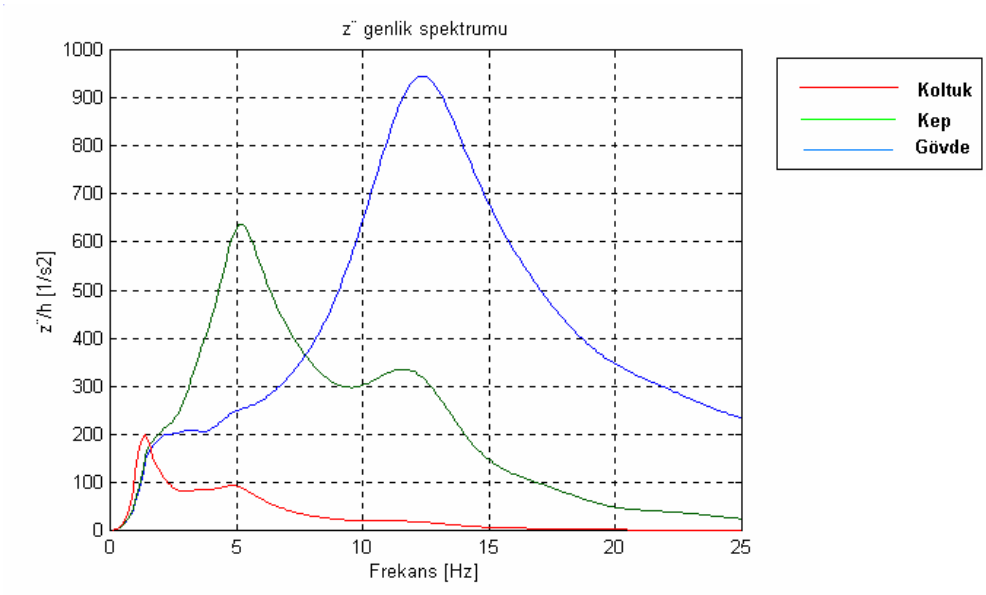
2. Optimizasyon modelinin Şekil 4.4'daki konfor eğrileri ile Tablo 4.2'de konfor katsayıları sonuç değerlerini beraber incelediğimizde ise konfor katsayılarının 1. modelde oluğu gibi 10 Hz gibi tercih edilmeyen özgül frekanslarda olduğunu gözlemliyoruz. Koltuk konfor katsayısı (K_{koltuk})değerinin 13.0 gibi yüksek bir değer olması, Şekil 2.11'deki titreşimden etkilenme diyagramına göre 4 saat sonra

Tablo 4.2 2.Optimizasyon Modeli Giriş ve Sonuç Değerleri Tablosu

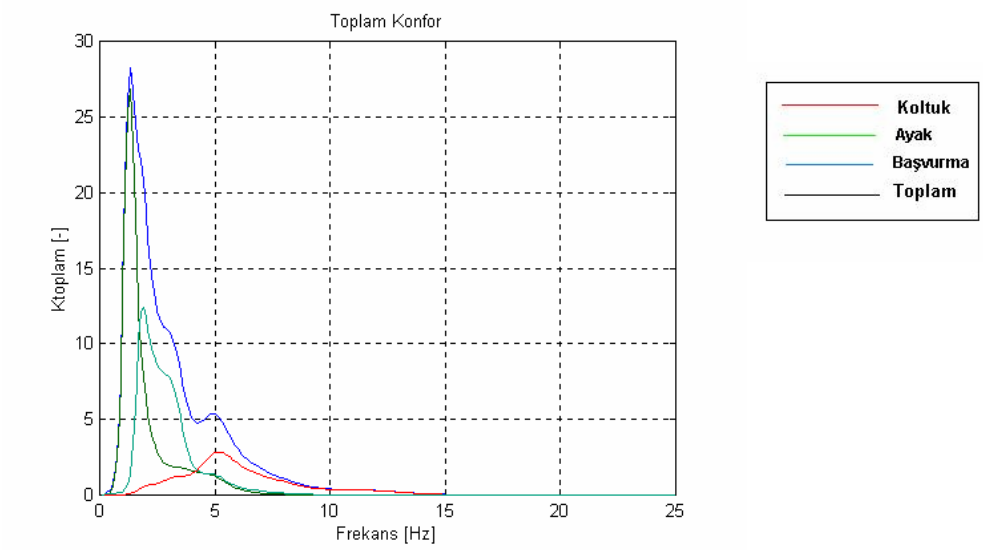
Büyütme Fonksiyonu Frekans Giriş Değerleri		
Tekerlek	f_1	12 Hz
Gövde Ön	f_{2v}	1.4 Hz
Gövde Arka	f_{2h}	1.8 Hz
Kep Ön	f_{kv}	6 Hz
Kep Arka	f_{kh}	4.5 Hz
Koltuk (Sürücü)	f_3	1.1 Hz

Konfor Katsayıları Sonuç Değerleri	
K_{koltuk}	13.0
K_{ayak}	8.7
$K_{kbasvurma}$	12.0
$K_{Z\ Toplam}$	19.8

Maksimum Yer Değiştirme Sonuç Değerleri	
Koltuk	10.3 cm
Kep Ön	1.4 cm
Kep CM	1.0 cm
Kep Arka	8.4 cm
Gövde Ön	18.6 cm
Gövde Arka	21.6 cm



Şekil 4.3 2.Optimizasyon Modeli Frekansa Bağlı İvme Büyütme Fonksiyonları



Şekil 4.4 2. Optimizasyon Modeli Titreşim Konforu Eğrileri

sürücünün becerilerinde bir etkilenme, 10 saat sonra ise sürücünün sağlığının etkilenmesine neden olma ihtimali bulunmaktadır ki bu kamyon tasarımında istenilmeyen bir durumdur. Tablo 4.2'de sürücünün (K_{ayak}) ayak konfor katsayısına baktığımızda ise nispeten koltuk katsayısına göre daha iyi bir konfor katsayı değeri olan 8.7 görülmektedir ancak bu değer 1.modeldeki ayak konfor katsayısından daha yüksek bir değerdir. Kep başvurma konfor katsayısı ($K_{kbasvurma}$) ise 12.0 olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.3'deki büyütme fonksiyonu eğrilerinden çıkardığımız sonucu doğrulayan bu değerle beraber 2.optimizasyon modelinin toplam konfor katsayısı ($K_{ZToplam}$), 19.8 olarak hesaplanmıştır. Bu değer kamyon sürücü konforu için yüksek bir değer olmakla beraber, 1.optimizasyon modelinin toplam konfor katsayısından daha iyi bir değerdir. Şekil 2.11'deki titreşimden etkilenme diyagramına baktığımız zaman, kamyon sürücüsünün 2. optimizasyon modelinin birebir aynısı olan bir kamyonda üç saat içinde becerilerinin etkileneceğini, sekiz saat sonra ise sağlığının olumsuz etkileneceği görülmektedir. Tablo 4.2'de Matlab programı vasıtasıyla hesaplananan kep ön ve arka maksimum yerdeğiştirme değerleri 1.modele göre düşük olsa da kep süspansiyon sisteminin yol düzgünsüzlüklerini istenilen düzeyde sönümleyemediği ve sürücü konforunun olumsuz etkilenmesine neden olduğu görülmektedir. 2. optimizasyon modelindeki en önemli gelişme kep başvurmasının titreşim konforuna olan etkisinin azaltılması ve toplam konfor katsayısının yaklaşık maksimum yerdeğiştirmelerle iyileştirilmesi.

1. ve 2.optimizasyon modeli sonuçları kamyon sürücü kabini süspansiyonu optimizasyonunun çok kapsamlı ve özel çözümler gerektirdiğini düşündürmektedir. Ayrıca gövdeden gelen titreşimlerin kepe etkisini azaltmak için özel bir süspansiyon sisteminin tercih edilmesi gerektiğini ortaya koymaktadır. Bu nedenle 3. optimizasyon modelinde sürücü konforunu iyileştirmek amacıyla gövde ön ve arka süspansiyon sistemini sert, kep ön ve arka süspaniyon sistemini ise ancak havalı süspansiyonların yumuşak bir süspansiyon tercih edilmiştir.Koltuk süspansiyonuda yine 1. ve 2. modellerden daha yumuşak bir süspansiyona sahip bir yapı tercih edilmiştir.

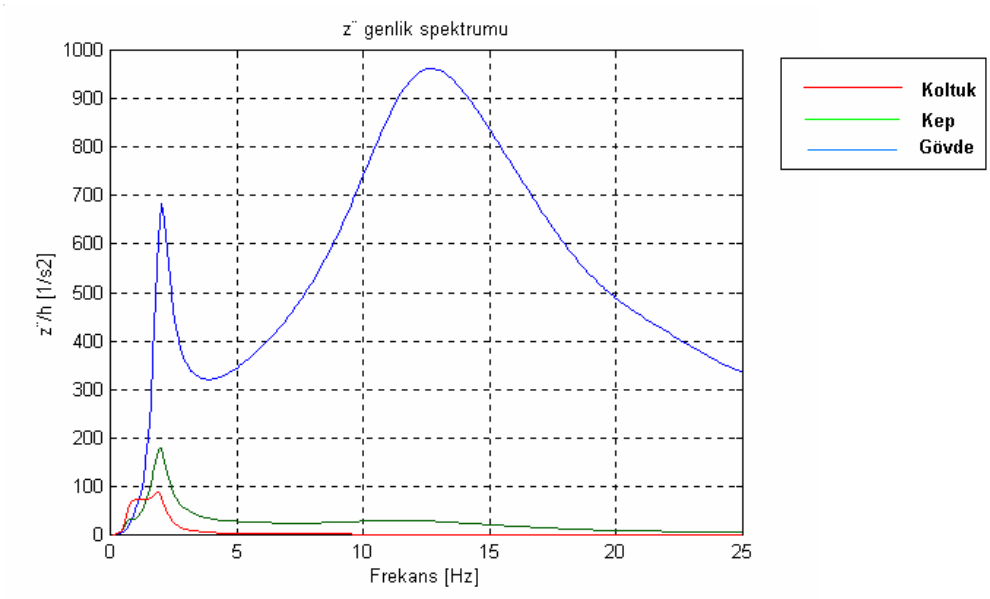
3.Optimizasyon modeli için Tablo 4.3'de koltuk (sürücü), kep ön, kep arka, gövde ön, gövde arka ve aks için büyütme fonksiyonu özgül frekans değerleri giriş verisi olarak programa girilmiştir. Bu giriş değerlerine bakıldığında tekerlek büyütme fonksiyonu özgül frekans giriş değeri 1. ve 2. modelle aynı olarak (f_1) 12 Hz seçilmiştir. Kamyon gövdesi ön ve arka aks bağlantı noktasında büyütme fonksiyonu özgül frekans değerleri (f_{2v}, f_{2h}) ise 2 Hz olarak seçilmiştir. 3. modelde günümüzde gelişmiş kamyon keplerinde kullanılan ön ve arka bağlantı noktasının havalı süspansiyonlar ile gövdeye bağlandığı, düşünülerek, kep ön büyütme fonksiyonu

Tablo 4.3 3.Optimizasyon Modeli Giriş ve Sonuç Değerleri Tablosu

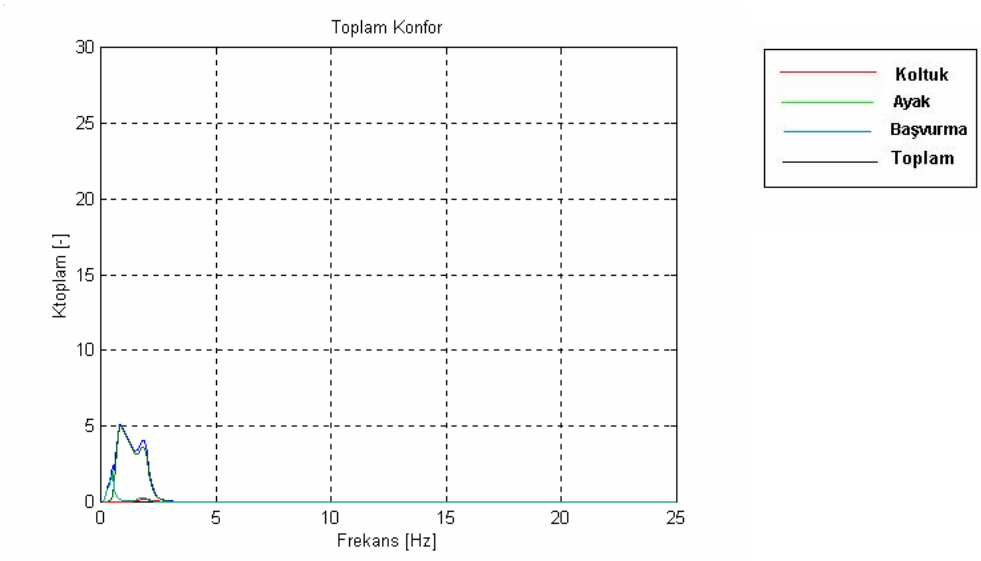
Büyütme Fonksiyonu Frekans Giriş Değerleri		
Tekerlek	f_1	12 Hz
Gövde Ön	f_{2v}	2 Hz
Gövde Arka	f_{2h}	2 Hz
Kep Ön	f_{kv}	0.7 Hz
Kep Arka	f_{kh}	0.8 Hz
Koltuk (Sürücü)	f_3	1.0 Hz

Konfor Katsayıları Sonuç Değerleri	
K_{koltuk}	6.1
K_{ayak}	1.1
$K_{kbasvurma}$	2.2
$K_{Z\ Toplam}$	6.6

Maksimum Yer Değiştirme Sonuç Değerleri	
Koltuk	7.4 cm
Kep Ön	16.6 cm
Kep CM	12.4 cm
Kep Arka	11.5 cm
Gövde Ön	15.4 cm
Gövde Arka	27.0 cm



Şekil 4.5 3.Optimizasyon Modeli Frekansa Bağlı İvme Büyütme Fonksiyonları



Şekil 4.6 3. Optimizasyon Modeli Titreşim Konforu Eğrileri

frekans değeri (f_{kv}) 0.7 Hz, kep arka bağlantı noktasındaki büyütme fonksiyonu frekans değeri (f_{kh}) ise 0.8 Hz gibi 1. ve 2. modelden oldukça düşük ve özel değerler seçilmiştir.

Kamyon sürücü kabini süspansiyonda yer alan 3. optimizasyon modelimizi genel olarak değerlendirirsek gövdenin ön aks ve arka aks bölgesindeki süspansiyonun 1. ve 2. modele göre sert, kep ön ve arka süspansiyonun oldukça yumuşak , koltuk süspansiyonun ise 1. ve 2. modele göre daha yumuşak seçildiği görülmektedir. Konfor yaklaşımıyla düşünülürse bu verilere sahip bir kamyonun gövdesinin ön ve arka aksında sert bir süspansiyon, kep ön ve arka bağlantı noktalarında havalı özel süspansiyonların, sürücü koltuğunun ise 1. ve 2. modelden daha yumuşak özel süspansiyona sahip olduğu söylenebilir. 3. optimizasyon modeli için Matlab programı çalıştırıldıktan sonra Tablo 4.3, Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'daki sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 4.8'deki frekansa bağlı ivme büyütme fonksiyonları grafiğini incelediğimizde gövdenin 1-2 Hz aralığında özgül frekansa sahip olduğunu ancak koltuk ve kep eğrileri üzerinde tepe oluşturmadığını görmekteyiz. Ancak 1. ve 2. optimizasyon modellerinin tersine 2 Hz özgül frekansında gövdenin hem koltuk hem kep eğrilerinde frekans tepelerini görmekteyiz. 2 Hz ile 25 Hz aralığında kep ve koltuk eğrilerinde aks özgül frekansının hiçbir etkisi görülmemektedir. Dolayısıyla sistemde kep ve koltuk sönümleyicileri 2-25 Hz aralığında görevlerini yapmışlardır. Sadece aksın 12 Hz'deki özgül frekansında gövde ivme büyütme fonsiyonu eğrisi üzerinde etkisi görülmektedir bunun sebebide sert ön ve arka gövde süspansiyonlarıdır. 3. Optimizasyon modelinin Şekil 4.5'deki ivme büyütme fonksiyonlarına bakarak 2 Hz'de gövdenin kep ve koltuk eğrileri üzerindeki etkisi dışında gövdenin gerçekleştirdiği başvurma hareketini ve aks'ın 12 Hz'deki olumsuz etkisini kep ve koltuk süspansiyonları tarafından yeteri kadar sönümlenerek istenilen optimum konforu sağlamaya yaklaştığını gözlemleyebiliriz.

3. Optimizasyon modelinin Şekil 4.6'daki konfor eğrileri ile Tablo 4.3'de konfor katsayıları sonuç değerlerini beraber incelediğimizde ise konfor katsayılarının 1. ve 2 modelde oluğu gibi 10 Hz gibi tercih edilmeyen özgül frekanslarda olmadığını ve maksimum 3 Hz'de olduğunu gözlemliyoruz. Koltuk konfor katsayısı (K_{koltuk}) değerinin 6.1 gibi tercih edilen ve düşük bir değer olması, Şekil 2.11'deki titreşimden etkilenme diyagramına göre 13 saat sonra sürücünün becerilerinde bir etkilenme, 20 saat sonra ise sürücünün sağlığının etkilenmesine neden olma ihtimali bulunmaktadır ki bu kamyon tasarımında amaçlanan ve 1. ve 2.modelden daha iyi bir titreşim konfor katsayısı değeridir. Tablo 4.3'de sürücünün (K_{ayak}) ayak konfor katsayısına baktığımızda ise 1.1 gibi oldukça düşük ve amaçlanan bir değer görülmektedir ve bu değerde hem 1. hem 2. model ayak konfor katsayısından çok

daha düşük ve istenilen bir titreşim konfor katsayısı değeridir. Kep başvurma konfor katsayısı ($K_{kbasvurma}$)ise 2.2 olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.5'deki ivme büyütme fonksiyonu eğrilerinden çıkardığımız sonucu doğrulayan bu değerle beraber 3.optimizasyon modelinin toplam konfor katsayısı ($K_{ZToplam}$) 6.6 gibi kamyon sürücü kabini süspansiyonu optimizasyonu çalışmamızın en düşük konfor katsayı değerine ulaşılmıştır. Bu değer kamyon sürücü konforu için iyi bir değer olmakla beraber, 1. ve 2. optimizasyon modelinin toplam konfor katsayılarından daha düşük ve istenilen optimizasyon sonucunu ortaya koymaktadır. Şekil 2.11'deki titreşimden etkilenme diyagramına baktığımız zaman, kamyon sürücüsünün 3. optimizasyon modelinin birebir aynısı olan bir kamyonda, onüç saat içinde becerilerinin etkileneceğini, yirmi saat sonra ise sağlığının olumsuz etkileneceği görülmektedir.

Tablo 4.4'de Matlab programı vasıtasıyla hesaplananan kep ön ve arka maksimum yerdeğiştirme değerleri ise hem 1. hemde 2. modele göre çok daha yüksek çıkmıştır. Bunun temel nedeni yumuşak ve büyük stroklu bir süsüpansiyon sistemi seçimidir. 3. optimizasyon modelinden çıkan bir başka önemli sonuç ise, konforu iyileştirmek için kamyon sürücü kabininin yüksek stroklarda hareket etmesi gereklililiğidir.

Her üç optimizasyon modelindeki dinamik tekerlek yükleri hesaplanmış ve önemli bir taşıt titreşim irdeleme kriteri olan bu yüklerin hesaplanması sonucunda tekerleklerin yerden temasının kesmesi söz konusu değildir.

Kamyon sürücü kabini süspansiyonu optimizasyonu her üç modelin sonuçlarından görüldüğü gibi farklı kriterlerin aynı anda etki etmesinden dolayı komplike bir mühendislik problemi olarak görülmektedir. Bu çalışmanın sonucunda ortaya çıkan nihai 3.optimizasyon modelinin bir adım ilerisi olarak gövde süspansiyon sisteminde yumuşak seçilmesi düşünülebilinir ancak bu durumda kep, koltuk ve gövdenin yakın özgül frekans aralığında bulunmasının sonucunda konfor açısından olumsuz bir sonuç oluşmaktadır. 3.optimizasyon modelinde olduğu gibi gövdenin özgül frekansı 2 Hz aralığında seçilip, kep özgül frekansları 0.7 -0.8 Hz gibi düşük bir özgül frekans değerinde seçilirse ve koltuk 1 Hz gibi bir frekansa yerleştirilirse optimum çözüm sağlanır. Bu çözüm yöntemi günümüzde kamyon sürücü kabinlerinde, kabinin gövdeye bağlandığı her noktaya havalı süspansiyonlarının konularak sönümlemenin maksimum düzeye çıkarılması ile kamyon sürücü konforu optimize edilmektedir ancak tasarım maliyeti yüksek olmaktadır. Kamyon sürücü kabini süspansiyonu optimizasyonunun konfordan taviz verilmeden gerçekleştirilmesinin güç olduğu ancak değişken yol şartlarına uyabilen yay ve sönüm elemanları ile daha iyi konfor seviyelerine ulaşılabilmektedir. Havalı yaylar,

manyetik-lastik-kauçuk sönümleyiciler,kademeli , ayarlı koltuklar kamyon sürücü kabini süspansiyonun optimizasyonuna yardımcı olabilecek alternatif sistemlerdir.

Bu çalışmanın sonucunda çıkan çözüm ile literatürde ve günümüzde kamyon üreticilerinin kullandığı sistemler birbirine yakın özellikler taşımaktadır. Bu nedenle tasarım aşamasındaki iki akslı bir kamyonun sürücü kabini optimizasyonu, bu çalışma sonucunda geliştirilen Matlab programı kullanılarak, 3 boyutlu ve detaylı titreşim analizi gibi komplike analizlere geçilmeden tasarımın titreşim konforu açısından ön değerlendirmesinde kullanılması düşünülebilinir.

KAYNAKLAR

Ahmadian,M., Simon, D., 2001. Vehicle Evaluation of the Performance of Magneto Rheological Dampers for Heavy Truck Suspensions, *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, July 2001,Vol.123, 365-375.

Elmadany, M., M., 1987. An Analytical Investigation of Isolation Systems For Cab Ride, *Computers & Structures*, 27, 679-688.

Forsen, A., 1999. Heavy Vehicle Ride and Endurance, Ph.D Thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm.

Lee, G.,H., Lim., J.H. and Kim, G.T., 1996. Improving Ride Quality on the Cab Suspension of a Heavy Duty Truck, *SAE*, Technical Paper, 962151,11-15.

Gillespie, T.D., 1985. Heavy Truck Ride, Thirty-First L. Ray Buckendale Lecture, *SAE*, Paper 850001, 53-115.

Gillespie, T.D., 1992. Fundamentals of Vehicle Dynamcis, SAE Inc., USA.

Güney, A., Ereke, M., 1990. Devrilebilir Sürücü Kabini Askı Elemanlarının Titreşim Konforuna Etkisi, *Dördüncü Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu*, Yalova, Eylül 1990, 233-243.

Güney, A., 1992. Taşıtlarda Titreşim ve Gürültü, *Ders Notları*, İTÜ, İstanbul.

Mc.Kenzie,T.,A.,2000. A new generation of Vibration Isolation for the Conventional Truck Cab, *SAE*, Technical Paper, 2000-01-3515

Mitschke, M., 1984. Dynamik der Kraftfahrzeuge, Band B, Springer-Verlag, Berlin.

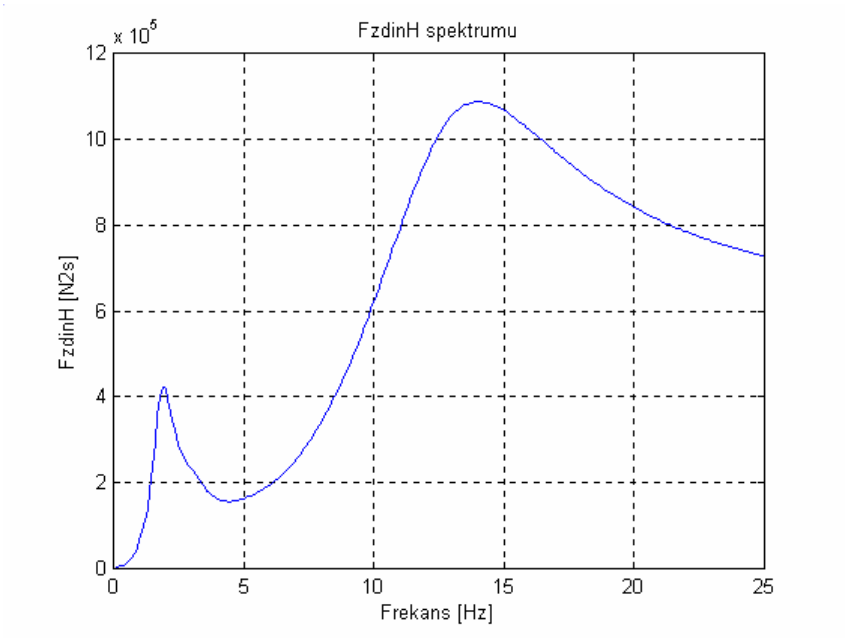
Nakano, K., 1999. Self Powered Active Control Applied to a Truck Cab Suspension, *JSAE*, 1999, Review 20 , 511-516

Patricio,P.,S., 2002. Effects of Frame Design and Cab Suspension on the Ride Quality of Heavy Trucks, *M.Sc. Thesis*, Virginia PolyTechnic University,2002.

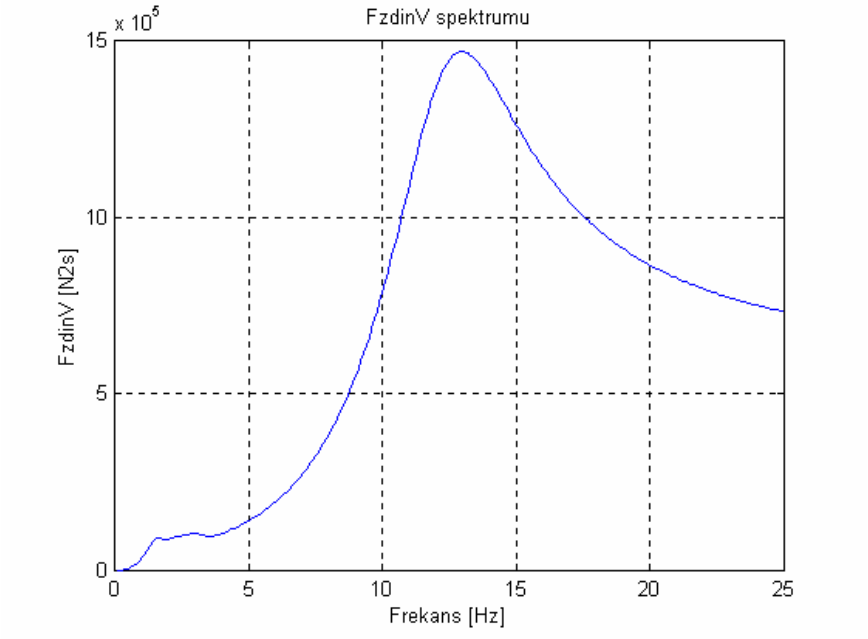
Valasek, M., 1997. Extended Ground Hook - New Concept of Semi Active Control of Truck's Suspension, *Vehicle System Dynamics,* 27 (1997), pg 289-303.

EKLER

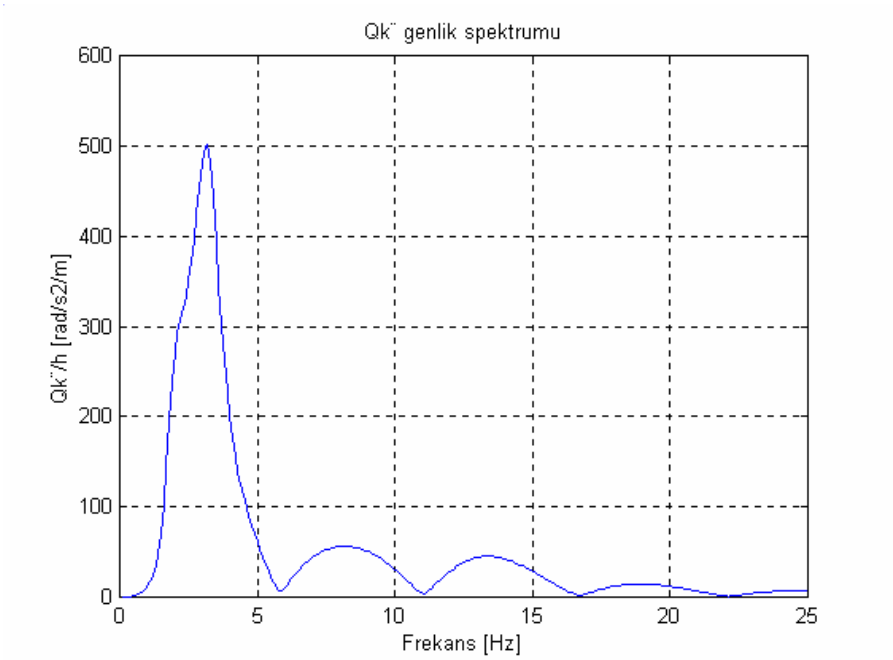
- EK A : 1. Optimizasyon Kamyon Titreşim Modeli Sonuç Eğrileri.
- EK B : 2. Optimizasyon Kamyon Titreşim Modeli Sonuç Eğrileri.
- EK C : 3. Optimizasyon Kamyon Titreşim Modeli Sonuç Eğrileri.
- EK D : Matlab Özel Program Çözüm Arayüzü.
- EK E : Kamyon Titreşim Modeli Teknik Büyüklük Bilgileri Tablosu.



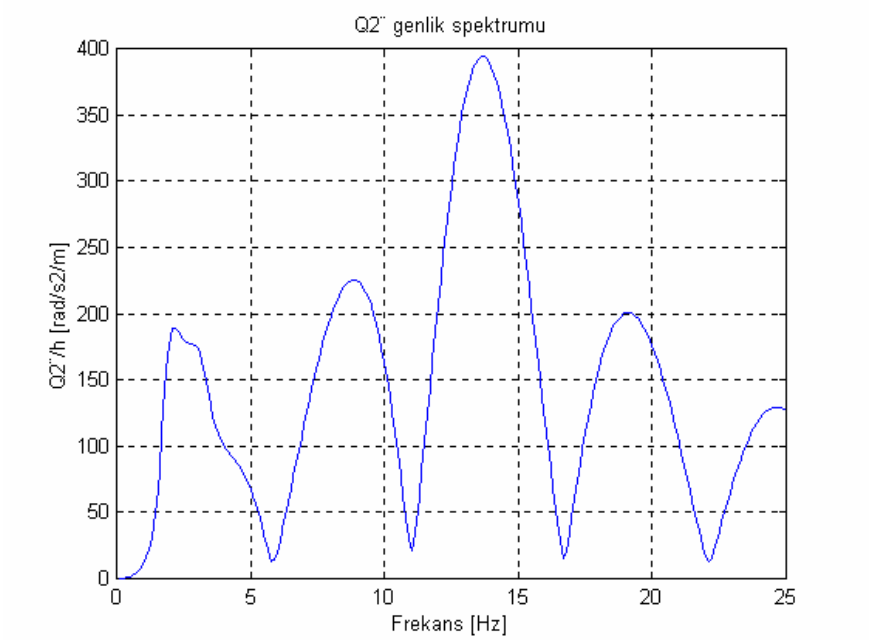
Şekil A.1 1.Optimizasyon Modeli Dinamik Arka Tekerlek Yükü Büyütme Fonksiyonu



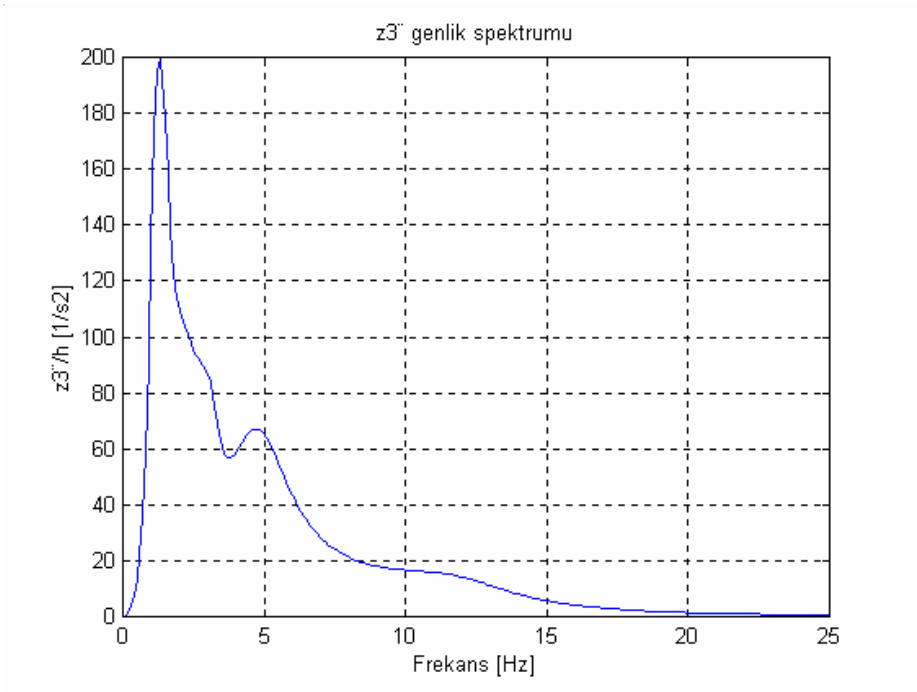
Şekil A.2. 1. Optimizasyon Modeli Dinamik Ön Tekerlek Yükü Büyütme Fonksiyonu



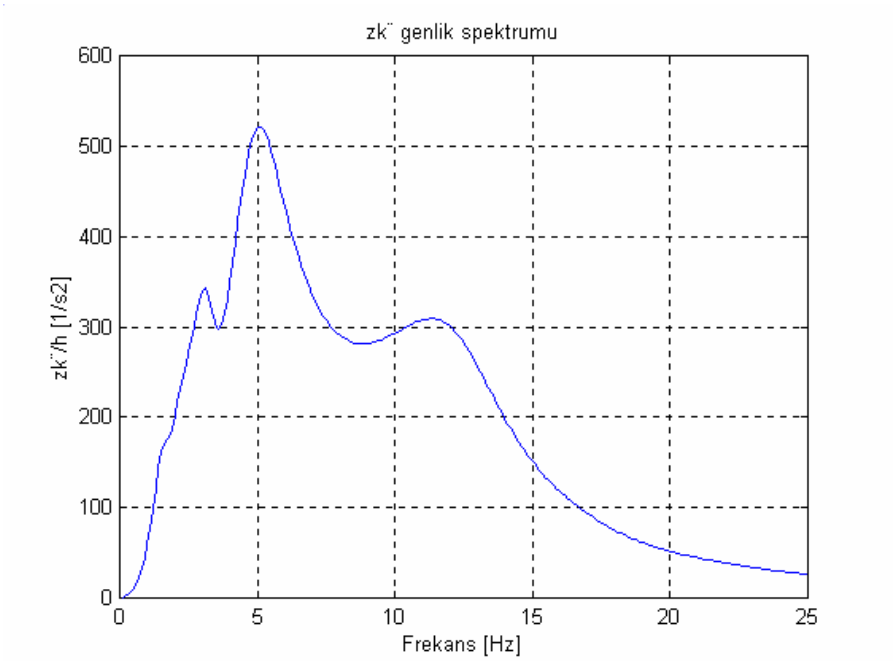
Şekil A.3 1. Optimizasyon Modeli Kep Başvurma İvmesi Büyütme Fonksiyonu



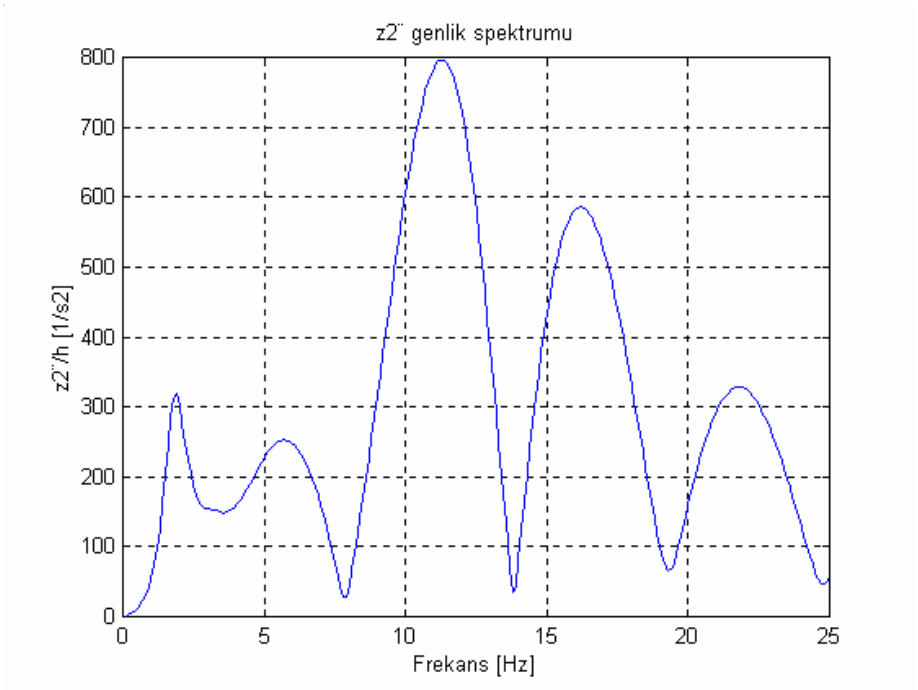
Şekil A.4 1. Optimizasyon Modeli Gövde Başvurma İvmesi Büyütme Fonksiyonu



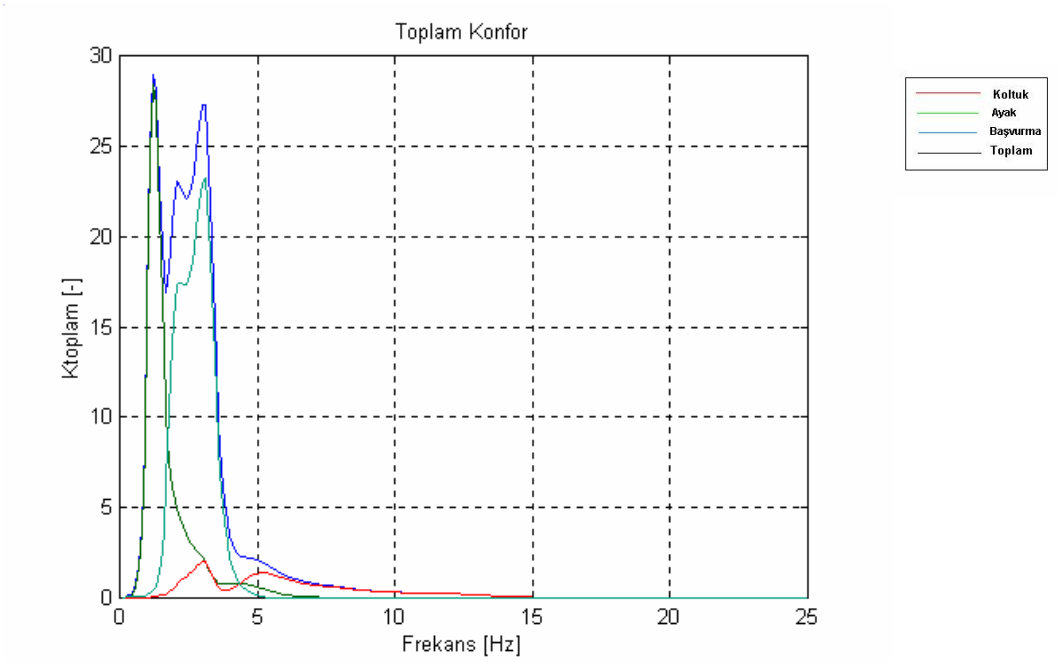
Şekil A.5 1. Optimizasyon Modeli Koltuk (Sürücü) İvmesi Büyütme Fonksiyonu



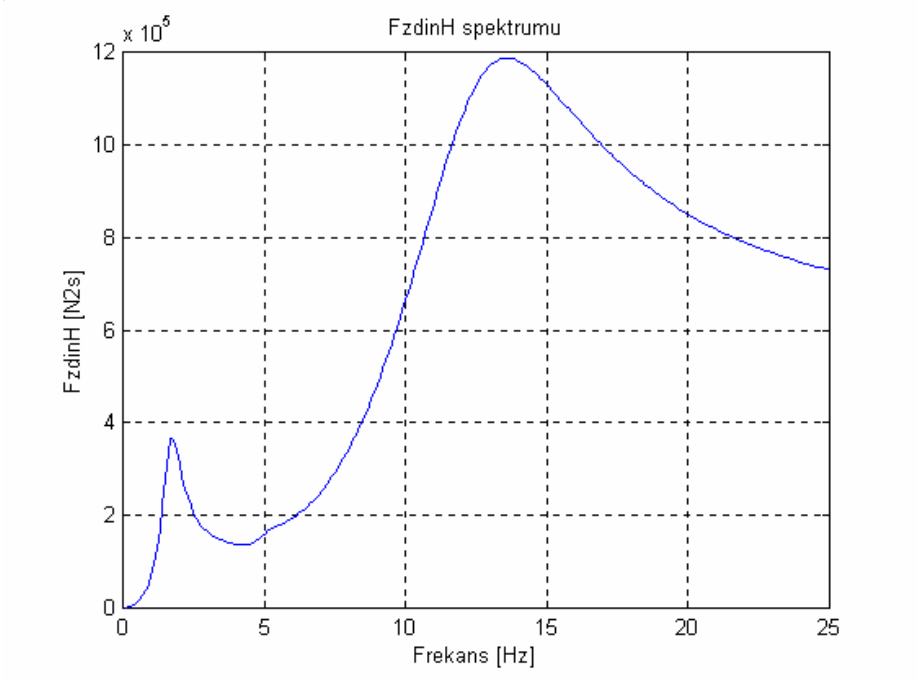
Şekil A.6 1. Optimizasyon Modeli Kep İvmesi Büyütme Fonksiyonu



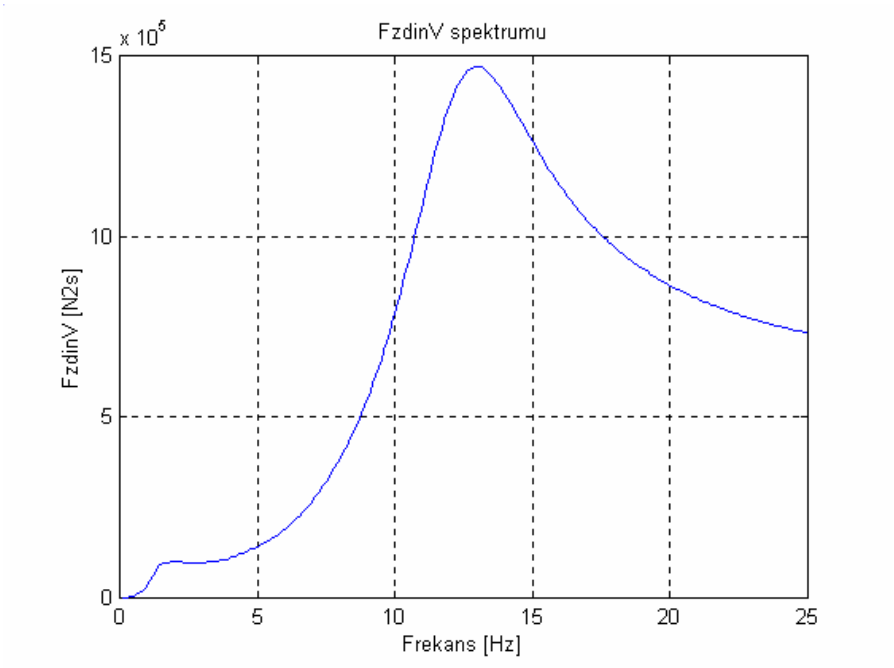
Şekil A.7 1. Optimizasyon Modeli Gövde İvmesi Büyütme Fonksiyonu



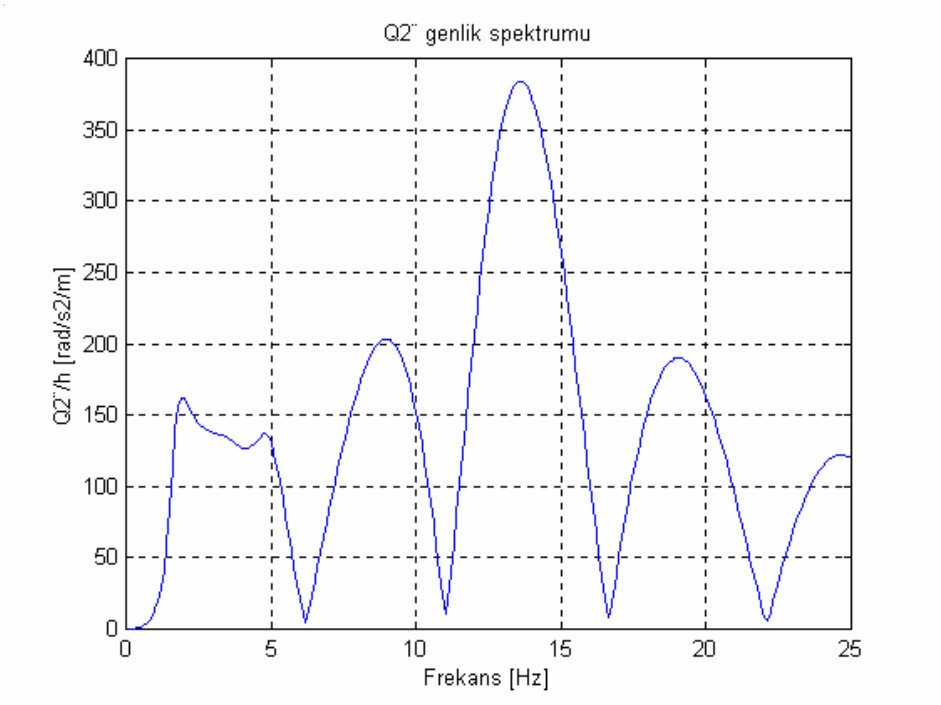
Şekil A.8 1. Optimizasyon Modeli Koltuk Ayak ve Kep Başvurma Titreşim Konforu



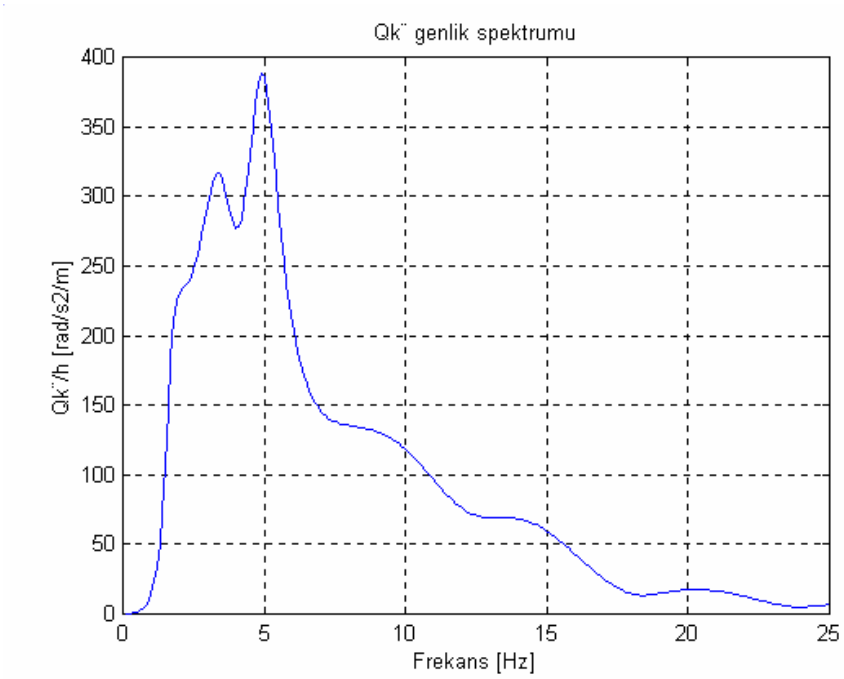
Şekil B.1 2.Optimizasyon Modeli Dinamik Arka Tekerlek Yükü Büyütme Fonksiyonu



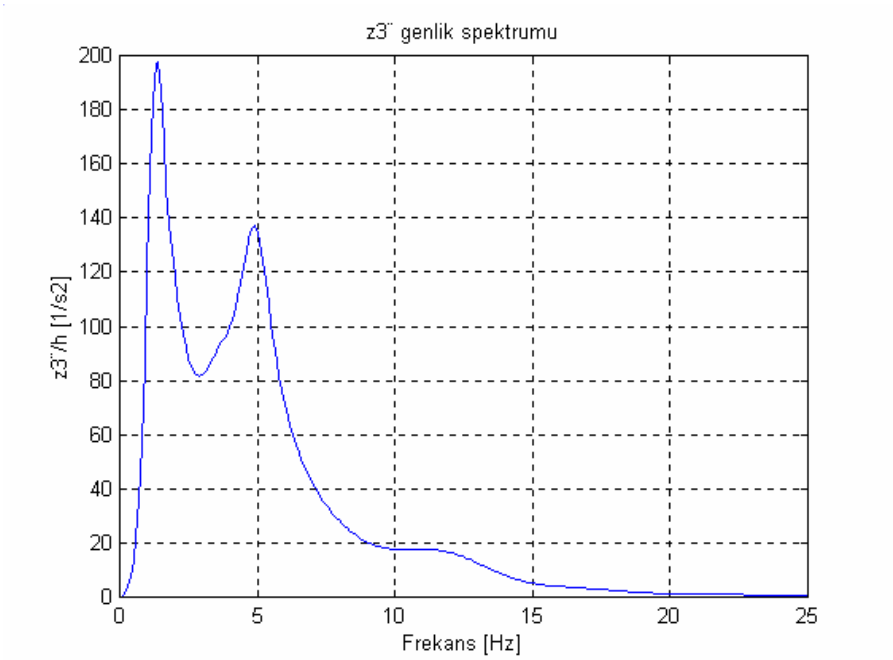
Şekil B.2 2. Optimizasyon Modeli Dinamik Ön Tekerlek Yükü Büyütme Fonksiyonu



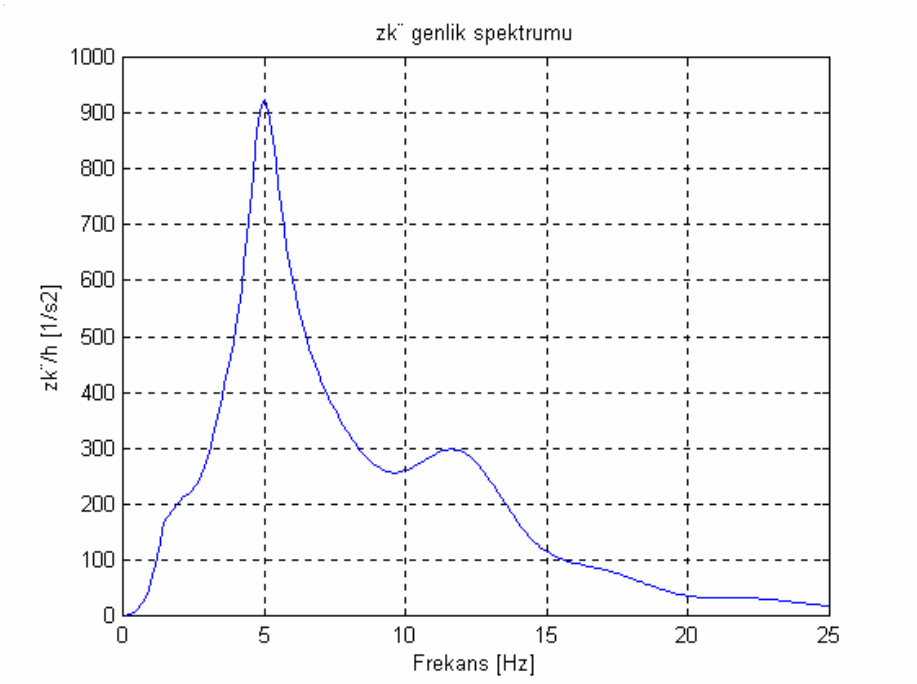
Şekil B.3 2. Optimizasyon Modeli Kep Başvurma İvmesi Büyütme Fonksiyonu



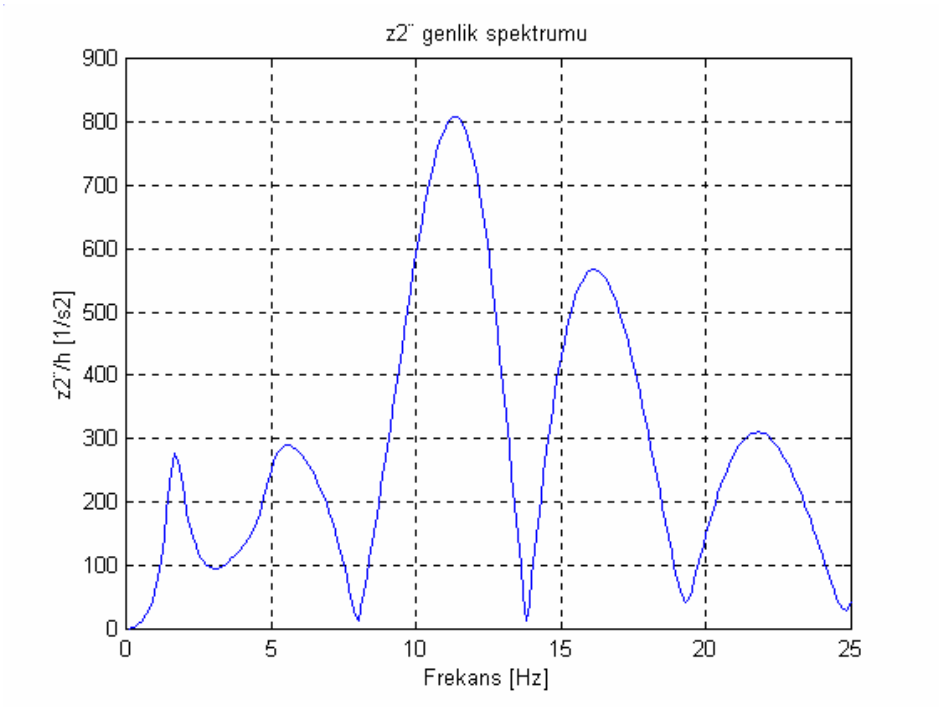
Şekil B.4 2. Optimizasyon Modeli Gövde Başvurma İvmesi Büyütme Fonksiyonu



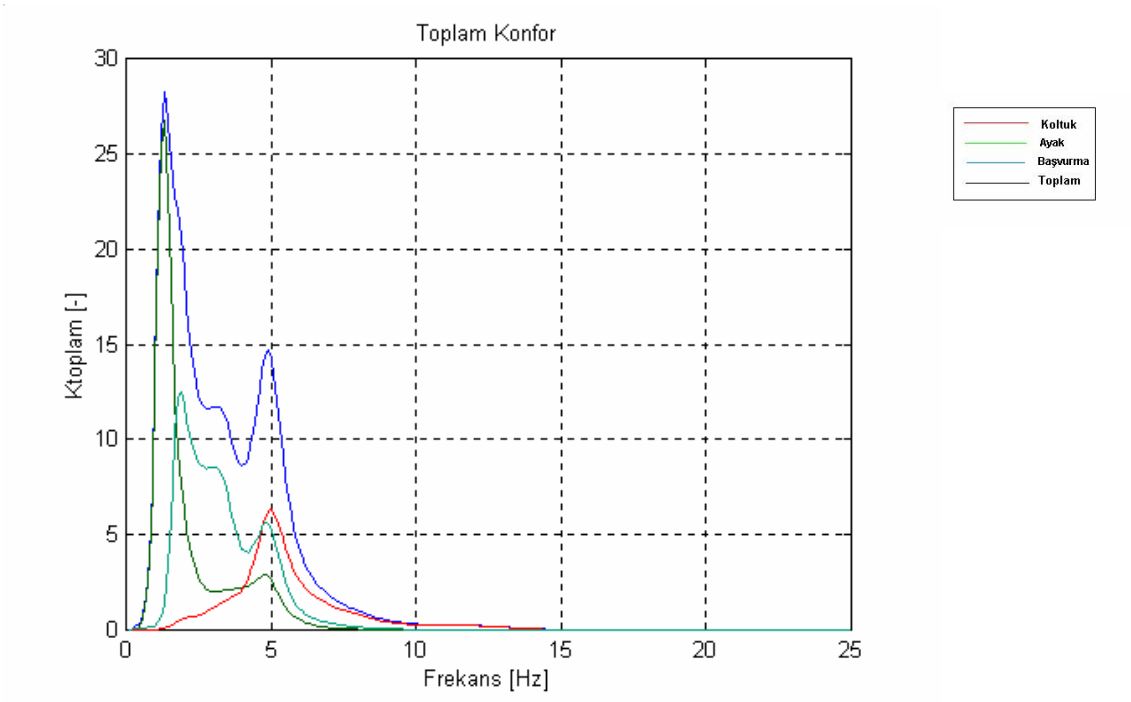
Şekil B.5 2. Optimizasyon Modeli Koltuk (Sürücü) İvmesi Büyütme Fonksiyonu



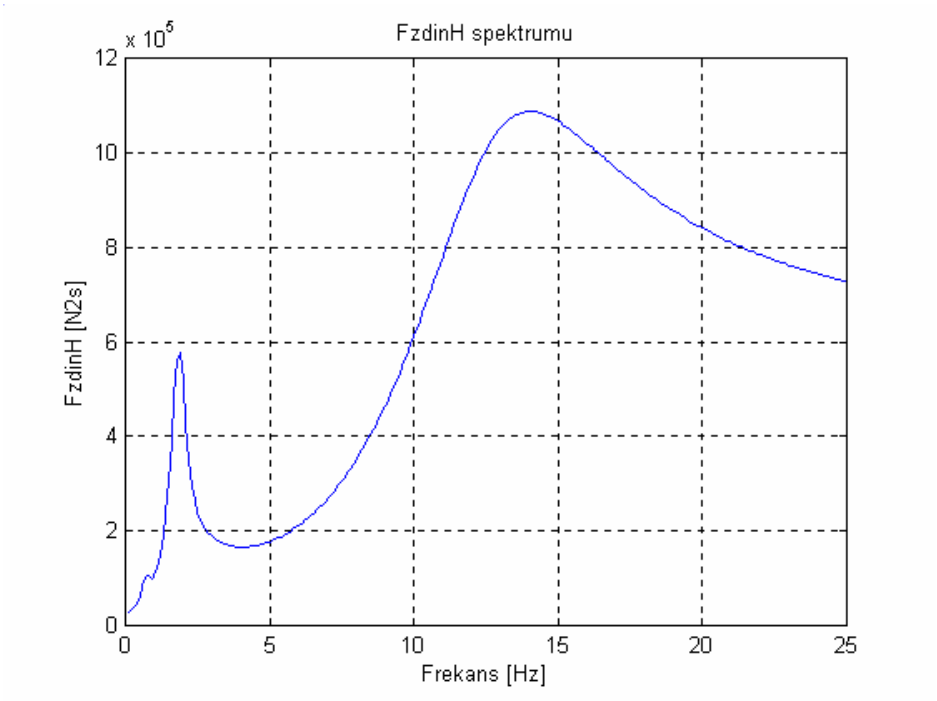
Şekil B.6 2. Optimizasyon Modeli Kep İvmesi Büyütme Fonksiyonu



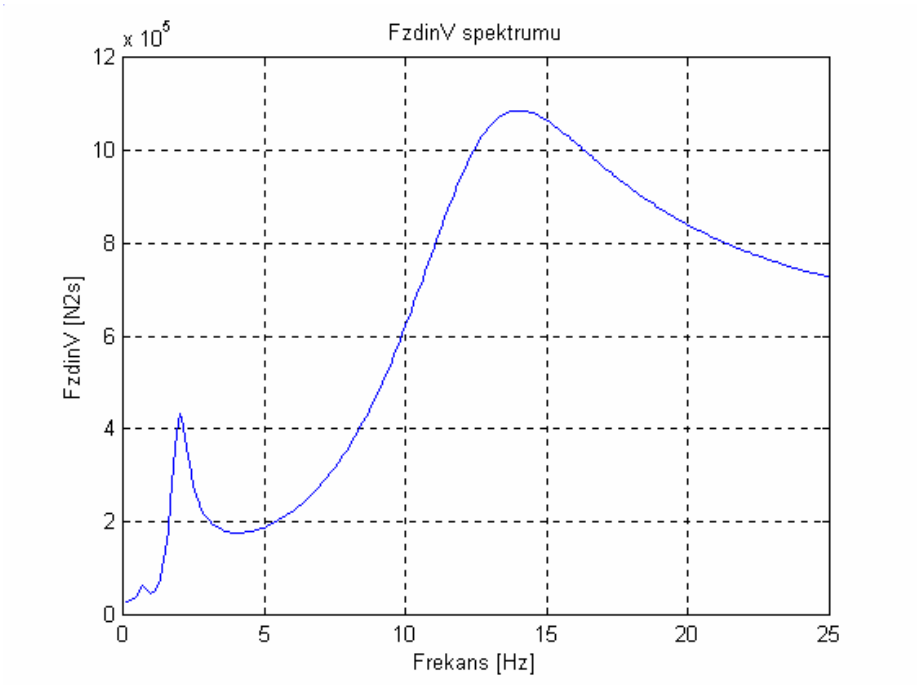
Şekil B.7 2. Optimizasyon Modeli Gövde İvmesi Büyütme Fonksiyonu



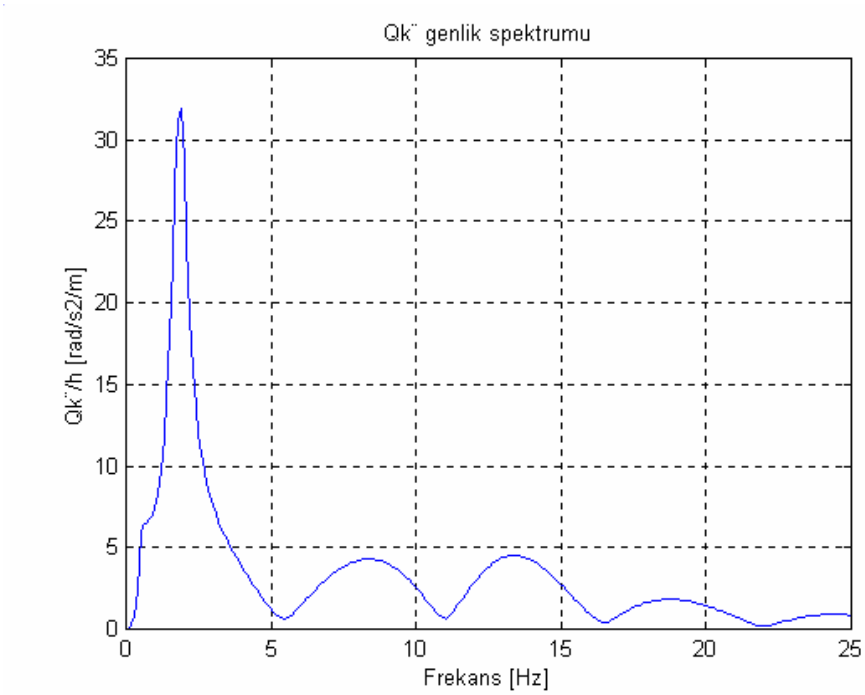
Şekil B.8 2. Optimizasyon Modeli Koltuk Ayak ve Kep Başvurma Toplam Konforu



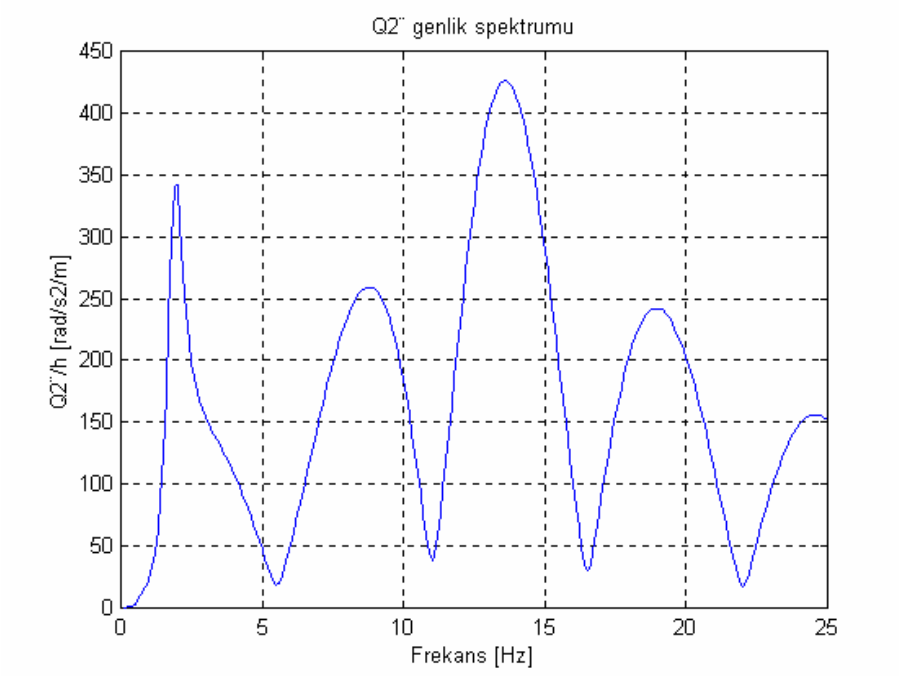
Şekil C.1 3.Optimizasyon Modeli Dinamik Arka Tekerlek Yükü Büyütme Fonksiyonu



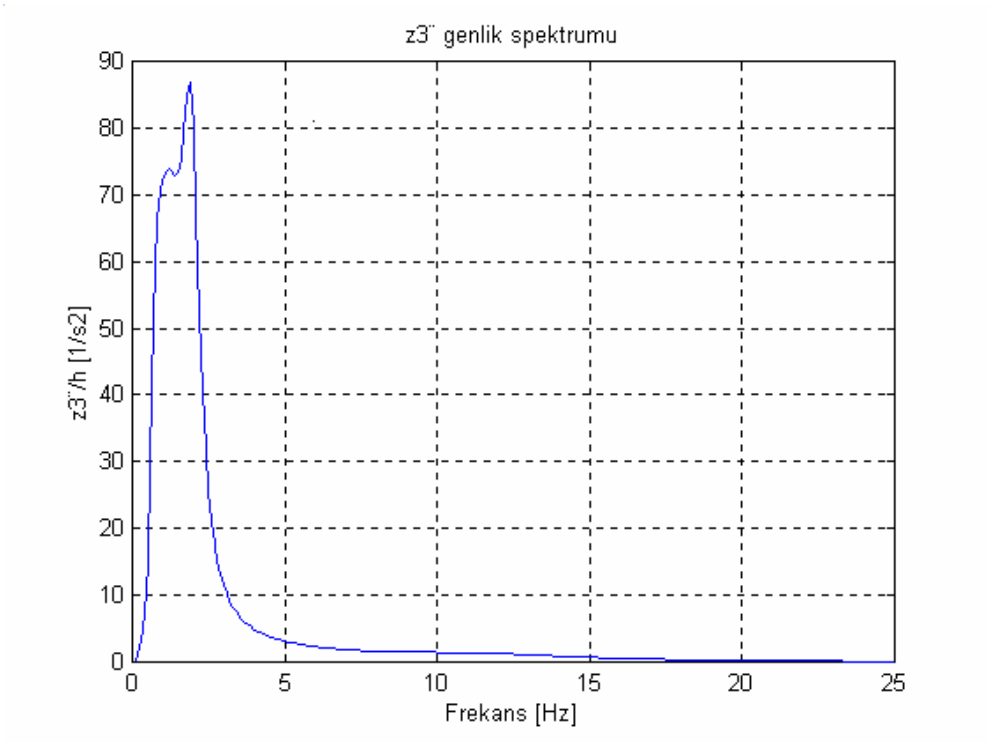
Şekil C.2 3. Optimizasyon Modeli Dinamik Ön Tekerlek Yükü Büyütme Fonksiyonu



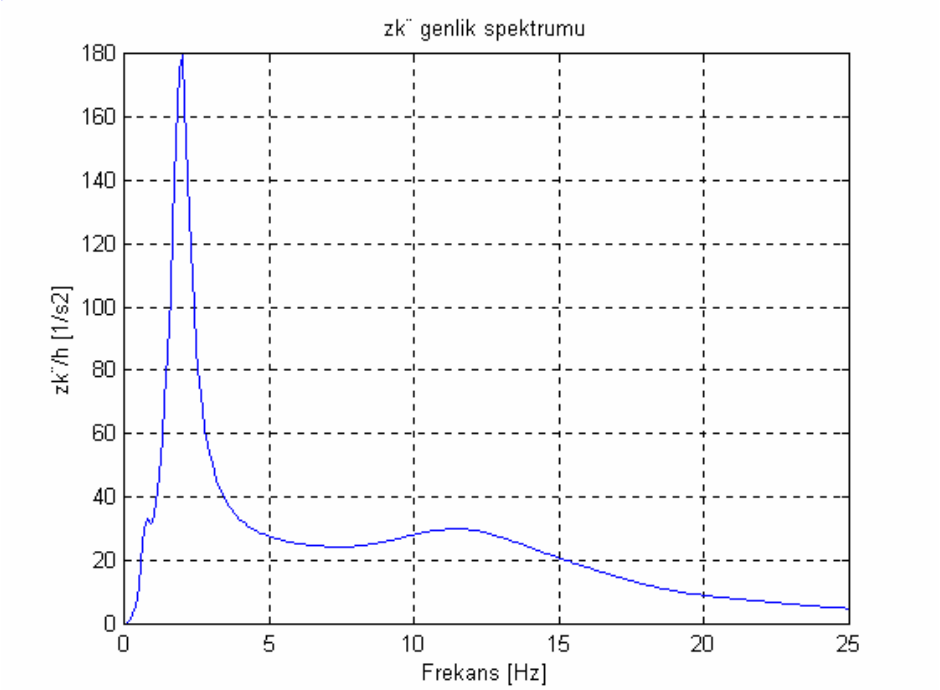
Şekil C.3 3. Optimizasyon Modeli Kep Başvurma İvmesi Büyütme Fonksiyonu



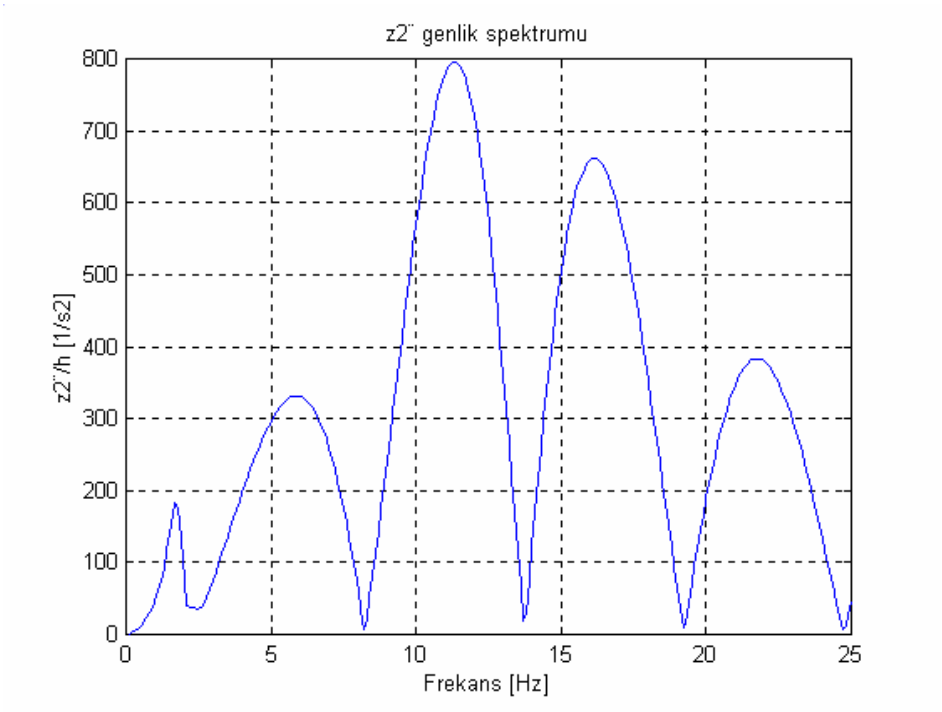
Şekil C.4 3. Optimizasyon Modeli Gövde Başvurma İvmesi Büyütme Fonksiyonu



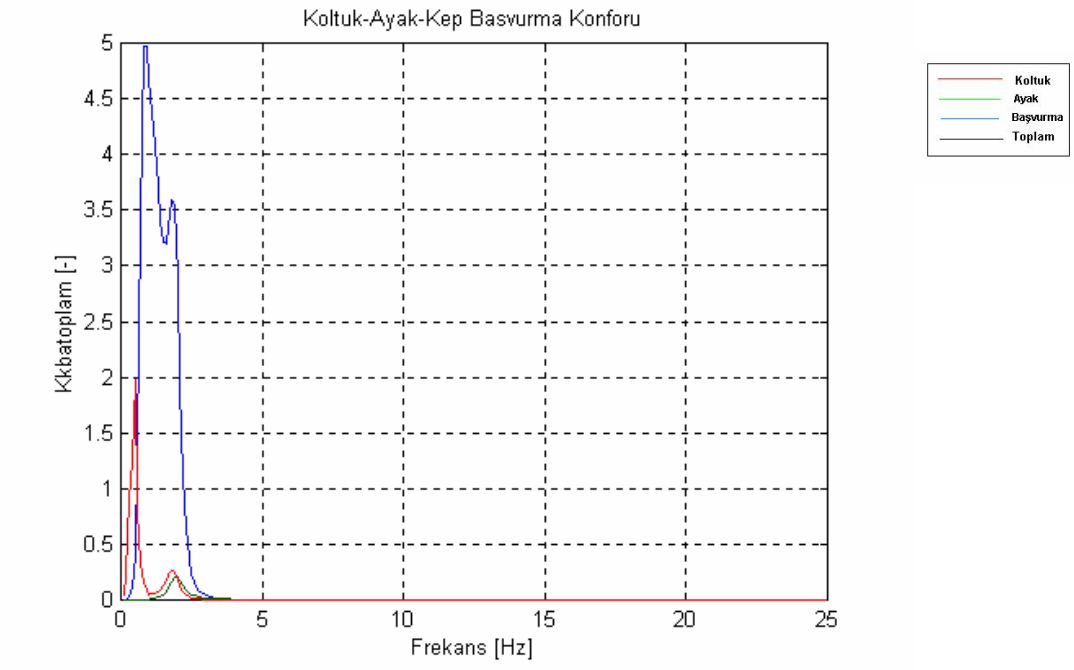
Şekil C.5 3. Optimizasyon Modeli Koltuk (Sürücü) İvmesi Büyütme Fonksiyonu



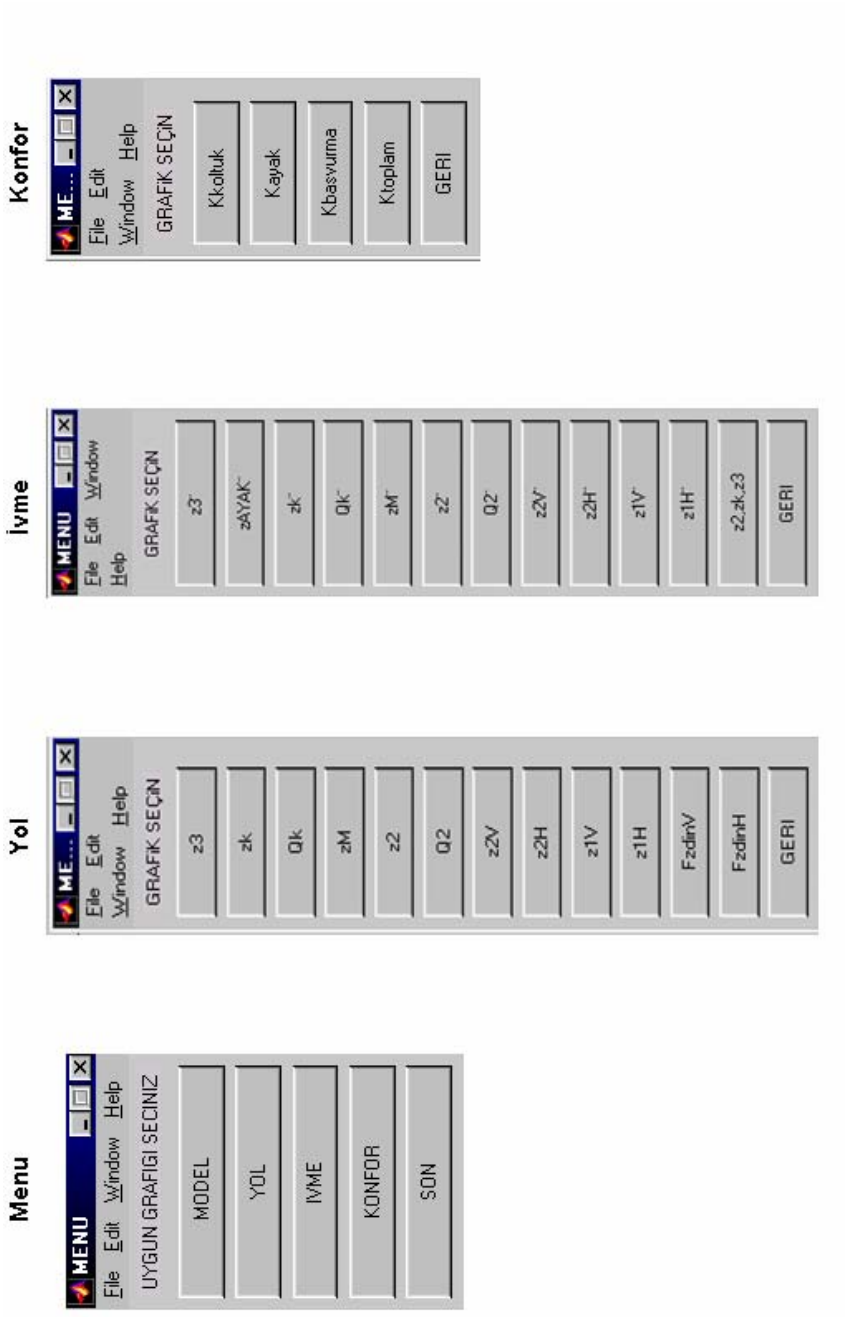
Şekil C.6 3. Optimizasyon Modeli Kep İvmesi Büyütme Fonksiyonu



Şekil C.7 3. Optimizasyon Modeli Gövde İvmesi Büyütme Fonksiyonu



Şekil C.8 3. Optimizasyon Modeli Koltuk Ayak ve Kep Başvurma Titreşim Konforu



Şekil D.1 Matlab Özel Program Çözüm Arayüzü

Tablo E.1 Kamyon Titreşim Modeli Teknik Büyüklük Bilgileri Tablosu

Özellikler	Sembolü	Değeri	Birimi
Ön Tekerlek Ağırlığı	m_{1V}	50	[kg]
Arka Tekerlek Ağırlığı	m_{1h}	50	[kg]
Gövde Ağırlığı (Yüksüz Hal)	m_2	1305	[kg]
Kamyon Sürücü Kabini Ağırlığı	m_k	220	[kg]
Sürücü Ağiırlığı	m_3	100	[kg]
Araç Toplam Uzunluğu	**l**	4	m
Ön Uzunluk	l_v	2.191	m
Arka Uzunluk	l_v	1.808	m
Kabinin Ağırlık Merkezi ile Kamyon	l_v	2.191	m
Kabin Ön Bağlantı	l_v	0.75	m
Kabin Arka	l_v	0.75	m
Kabin Toplam Uzunluğu	l_v	1.5	m
Ayak Uzunluğu	l_{ayak}	0.6	m
Tüm Sönüm Oranları	**D**...	0.25	

ÖZGEÇMİŞ

1976 yılında İzmir'de doğan Oğuz Kağan Gülerce, ilk, orta ve lise öğrenimini İzmir'de tamamlayarak 1998 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi'nde Makina Mühendisliği bölümününden mezun olmuş ve bir yıl otomotiv sektöründe faaliyet gösteren bir firmada çalıştıktan sonra, 1999 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nde Makina Mühendisliği Otomotiv programına başlamıştır. Kendisi halen özel bir otomotiv şirketinde çalışmaktadır.