

TİCARİ ARAÇLARIN ARKA AKSINDA KULLANILAN VİRAJ DENGİ ÇUBUĞUNUN TASARIMI ve YORULMA ANALİZİ

Güven Yavuz*, Timur Soğancı *, Kadir Oğuzcan Ger*

*Hexagon Studio Mühendislik ve Tasarım A.Ş.

ÖZET

Geliştirilmekte olan bir araç projesi kapsamında viraj denge çubuğunun kullanılmasına karar verilmesinden kavramsal tasarımına, kavramsal tasarımdan da nihai ürüne kadar yapılan ürün geliştirme adımları ve nihai ürünün testler ile yorulma ömrünün doğrulanması anlatılmıştır.

Anahtar kelimeler: Taşıt Dinamiği, Viraj Denge Çubuğu, Castigliano Teoremi, Sonlu Elemanlar Yönetmi, Yorulma Analizi

THE STABILIZER BAR USED IN REAR AXLE OF COMMERCIAL VEHICLES DESIGN, FATIGUE ANALYSIS and TEST

ABSTRACT

In the scope of a developing vehicle project, from decision of using a stabilizer to its conceptual design and steps of design process of the ultimate design is described and validation of fatigue strength of the product is explained

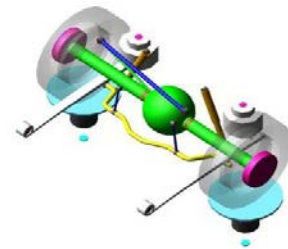
Keywords: Vehicle Dynamics, Stabilizer, Anti Roll Bar, Castigliano Theory, Finite Element Method, Fatigue Analysis

1.GİRİŞ

Taşıt karoserisi uzayda sahip olduğu dönme serbestliğinin bir tanesi yalpa serbestliği, taşıtın viraj dönüşü sırasında boyuna ekseninde dönmesi, olarak adlandırılır. Taşıtın viraj hareketi boyunca kontrol ve konfor açısından bu serbestliğin bir miktar kısıtlanması gerekmektedir. Günümüz karayolu taşıtlarında bu sınır $9.81(m/s^2)$ yanal ivmede gövdenin ortalama $6(^{\circ})$ bir yalpa açısı normal kabul edilir [1]. İstenilen sınır koşullarını sağlamak için süspansiyonda kullanılan yaylar yeterli olmayabilir. Viraj denge çubuğu şasi ve karoserin yalpa hareketini azaltmak ve aracın viraj davranışını iyileştirmek için kullanılabilir [2].

2.ALPA KARAKTERİSTİĞİ

Ticari araç geliştirme projesi kapsamında araca ait tüm veriler ışığında aracın yarım taşıt modeli oluşturulmuştur (Şekil 1).



Şekil 1. Arka Aks Modeli

Taşıtın viraj durumunu simule etmek için gövdenin yalpa hareketine direnç gösterecek tüm yapı elemanlarının eşdeğer burulma yayı yaklaşımına [3] göre süspansiyon yalpa merkezine indirgenmiş burulma dirençleri hesaplanmıştır. İstenilen sınır koşul değerleri doğrultusunda ihtiyaç duyulan viraj denge çubuğu burulma direnci hesaplanmıştır.

3.VİRAJ DENGE ÇUBUĞU TASARIMI ve HESABI

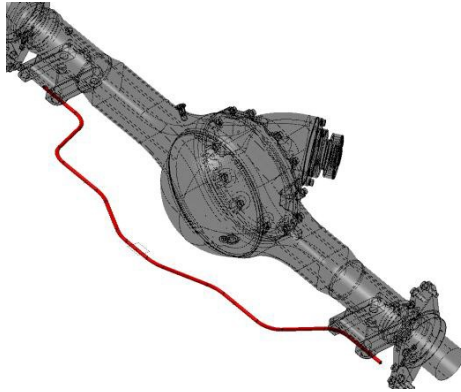
Konstrüktif Sınırlar

Eşdeğer burulma yayı modelinden elde edilmiş olan burulma direnç katsayısı tekerlek temas noktasına indirgenmiş ideal durumda ki viraj denge çubuğunun yay katsayısıdır. Konstrüktif sınırlar gözetildiğinde viraj denge çubuğu bir çevrim oranına sahiptir.

Bu projede ki konstrüktif sınırlarımız;

- Arka aksta kullanılan komponentlerin en alt noktası diferansiyel kovanının en alt noktasını geçmemesi,
- Viraj denge çubuğunun hareketi esnasında diferansiyel kovanına belirli bir mesafeyi koruması,

Bu sınır koşulları dahilinde viraj denge çubuğunun geçeceği doğrultu belirlenir (Şekil 2).

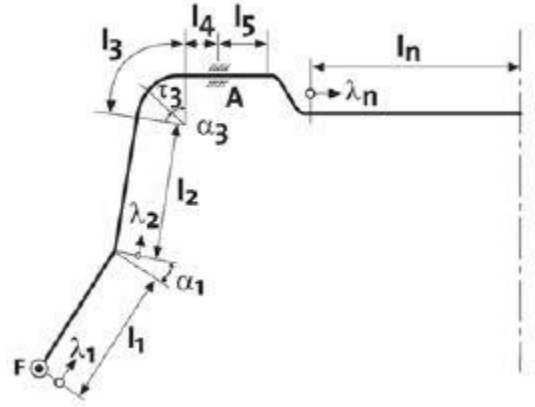


Şekil 1. Viraj Denge Çubuğu İskelet Tasarımı

Viraj Denge Çubuğu Çap Hesabı

İdeal durumda viraj denge çubuğunda oluşan deformasyonun önemli bir bölümü en uç kısımlarda meydana gelir. Böyle bir durumda etkiyen eğilme ve burulma momentleri, oluşan deformasyon miktarlarına göre hesaplanabilir. Yanal kuvvetin

etkisi ihmal edilmesi durumunda enerji dengesinden deformasyon hesaplanabilir [4].



Şekil 2. Viraj Denge Çubuğu Tasarım Parametreleri

Denklem 1. Castigliano Teoremi

Castigliano teoreminin ön tasarım modeline uygulanması ve istenilen yay sertliği değerine göre viraj denge çubuğunun olması gereken çapı hesaplanmış olur.

4.AYANIM ANALİZİ

İstenilen katılık değerine sahip viraj denge çubuğunda oluşacak en yüksek yerdeğiştirme ile viraj denge çubuğu sisteminin zorlanması ve oluşan zorlanma durumunda, denge çubuğunu oluşturan elemanların yapısal dayanımı incelenmiştir.

Bu dayanım analizi iki aşamada yapılmıştır;

- Yapısal Dayanım Analizi,
- Yorulma Analizi.

Her iki analizde aracın dinamik olarak maksimum yanal ivme kapasitesinde viraj denge çubuğunun kolları arasındaki deplasman farkı koşullarında yapılmıştır.

Uygulanan deplasman kısıtlarıyla oluşan zorlanma durumunda, düğüm noktalarında oluşan tepki kuvvetleri elde edildi ve MSC.Adams programından okunan kuvvet değerleriyle karşılaştırılıp örtüştüğü görüldü.

4.1.Yapısal Dayanım Analizi

Sonlu eleman modelinde burç braketleri, viraj denge çubuğu, askı kolları ve askı kollarının gövde bağlantıları 3D ve 2D elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Yüzeyle oluşan deformasyonu daha iyi benzetim yapılabilmesi için kabuk elemanlarla kaplanmıştır. 175158 solid eleman ve 77211 kabuk eleman kullanılmıştır. Viraj denge çubuğunun uç iki bağlantısına z-ekseninde yerdeğiştirme sınır koşulu uygulanmıştır.

Burçların yerdeğiştirmeye etkileri zorlanma durumu için oldukça önemlidir. Analiz edilen denge çubuğu sisteminin zorlanma koşulu, belirlenen yerdeğiştirmenin olduğu durum için geçerlidir. Burç bağlantısının z ekseninde yerdeğiştirmesinin kısıtlandığı bir durumda, denge çubuğunun belirlenen yerdeğiştirmeyi sağlaması için daha fazla kuvvet gerekmektedir. Sistem davranışının gerçeğe yakın olması için ve oluşan zorlanma durumunun benzetiminin yapılabilmesi için burçlardaki yerdeğiştirme ihmal edilmemiştir.

Sonlu elemanlar analizi yapılacak olan viraj denge çubuğu sistemin modellenmesinde burçlar, kontak, geometrik ve malzeme (hiperelastik) davranışından dolayı doğrusal olmama durumlarını içermektedir. Bu doğrusal olmama durumu burçların modellenmesini çok detaylı olmasını gerektirmektedir. Bu durum için burcun altı serbestlik derecesinin her biri için bir katılık değeri atanarak oluşturulan bir katılık matrisi oluşturulmuştur. Oluşturulan bu katılık matrisi yay elemanlara atanarak, zorlanma durumunda burçlarda oluşacak olan deplasman modellenmiştir.

Burcun katılık değerleri, burcun altı serbestlik derecesinde de kuvvet uygulanması ve elde edilen kuvvet-yerdeğiştirme eğrilerinin, burcun katılık matrisi oluşturulması sağlanmıştır.

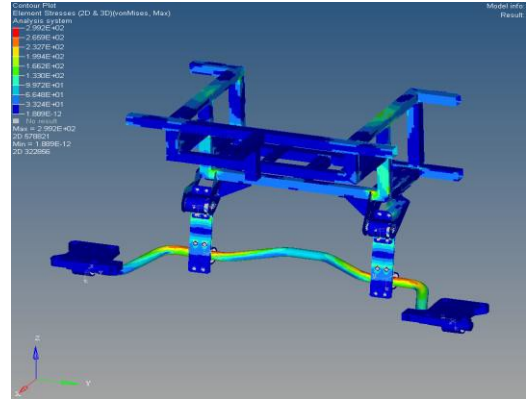
Yay olarak modellenmesi için burcun her bir serbestlik derecesi için gerekli katılık değerlerinin elde edilmesi için üç eksenindeki öteleme ve dönme yerdeğiştirmelerine karşılık gelen kuvvetler bulundu ve ilgili serbestlik derecesi için birer kuvvet-yerdeğiştirme eğrisi elde edilmiştir.

Burcun katılık değerleri, burcun altı serbestlik derecesinde de kuvvet uygulanması ve elde edilen kuvvet-yerdeğiştirme eğrilerinin, burcun katılık matrisi oluşturulması sağlanmıştır.

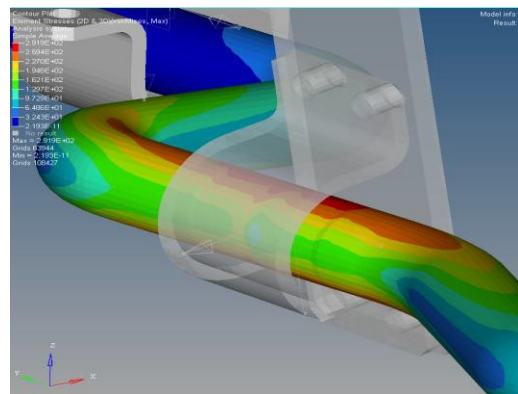
Burcun, kuvvet-yerdeğiştirme eğrisinin eğiminden elde edilen katılık değerinin lineere yakın davranış gösterdiği belirlenmiştir.

Elde edilen bu eğriler burcun geometrisi, malzemesi, şekil değişimi gibi tüm etkilerine bağlıdır ve bunlardan birinin değiştirilmesi durumunda, katılık değerleri, katılık değerleri değişeceğinden testlerin tekrarlanması gerekmektedir.

Böylelikle; doğrusal olmayan durumlar ile karşılaşılmamış, çözüm ve iterasyon süreçleri kısalmış, elastomer malzeme modelleri için gereken testlere gereksinim kalmamıştır. Ancak burç braketine ve denge çubuğuna temas yoluyla aktarılan kuvvetin sebep olduğu basma gerilmelerinin etkisi gözlemlenemeyeceği tespit edilmiştir.



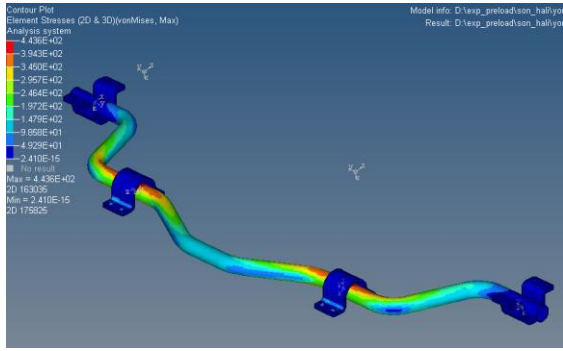
Şekil 3. Arka Viraj Denge Çubuğu Sonlu Elemanlar Yöntemi Analizi - Hesaplanan Eşdeğer Gerilmeler



Şekil 4. Viraj Denge Çubuğunun Zorlanma Durumunda Oluşan Eşdeğer Gerilmeler

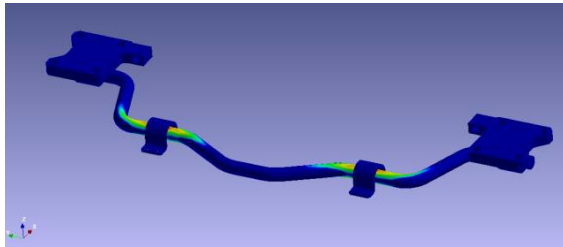
4.2. Yorulma Analizi ve Testi

Arka viraj denge çubuğunun tasarımının, belirlenen çevrim sayısını sağlaması için yorulma analizi ve testi yapılmıştır. Yorulma düzeneğinde askı kolları yer almadığından ve askı kolunda iki burç bulunduğu için yorulma analizine girdi olacak dayanım analizinin test düzeneğine göre düzenlenmesi gerekmiştir. Askı kolunda iki burcun bulunması, denge çubuğunun uç mafsallarını yer değiştirmesi için gerekli kuvveti azaltacağından test düzeneğindeki zorlanma durumunu yansıtmamaktadır. Yeniden düzenlenen sonlu eleman modelinde oluşan eşdeğer gerilmeler Şekil 6'da görülmektedir.



Şekil 5 Yorulma Düzeneğine Göre Yapılan Yapısal Analiz

Yorulma testinden önce yapılan yorulma analizinde denge çubuğunun yüzey pürüzlülüğü (imalat prosesi), malzemenin akma ve çekme dayanımı verileri girilmiştir. Ortalama gerilme düzeltme yöntemi olarak Goodman yöntemi kullanılmıştır. Bir çevrim, belirlenen yer değiştirme değerinin iki yönlü olarak uygulanması ile oluşturulmuştur. Analiz sonucuna göre ömrü, 500.000 çevrimdir.



Şekil 6 Yorulma Analizi

Şekil 8'de görülen test düzeneğinde 1 Hz frekansta zorlanan denge çubuğu 300000 çevrimi tamamlamıştır.



Şekil 7 Yorulma Test Düzeneği

5. Sonuç

Bu çalışmada arka viraj denge çubuğunun ürün geliştirme sürecinin temel adımları uygulanmıştır. Konsept tasarım sürecinden itibaren bir viraj denge çubuğunun tasarımı için kısıtlar belirlenip, tasarım esasları ortaya konulmuş, tasarlanan yapı, sonlu elemanlar yöntemiyle yapısal dayanım analizi ile sanal doğrulaması sağlanmış, yorulma analizi ile yapının araç üzerindeki ömrü belirlenmiş ve testlerle doğrulaması yapılmıştır.

KAYNAKLAR

1. Blundell, M., Harty, D. 2004, "The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics", Elsevier Butterworth-Heinemann, Norfolk, pp.425
2. KURALAY, N.S., 2008 "Motorlu Taşıtlar; Temel ve Tasarım Esasları, Yapı Elemanları, Cilt 1", pp.203-218.
3. Topaç, M.M.; Kuralay, N.S., "Yolcu Otobüsü Stabilizatörünün Bilgisayar Destekli Tasarımı", Mühendis ve Makina Cilt:50 Sayı:594
4. Heiβing, B., Ersoy, M. 2010, "Chassis Handbook: Fundamentals, Driving dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives", Springer