

ARKADAN ÇEKİŞLİ TİCARİ ARAÇLARDA KULLANILAN ÇİFT MAFSALLI KARDAN ŞAFTLARIN TASARIMI VE VALİDASYONU

Erdem Vatansever*, Özgün Küçük*

* HEXAGON STUDIO, KOCAELİ

ÖZET

Makaleye konu olan bu çalışmada, arkadan çekişli ticari araçlarda kullanımı yaygın olan çift mafsallı kardan şaftların tasarım kriterlerinin ne olması gerektiği, tasarlanan kardan şaftın doğrulanmasında kullanılan sanal analiz yöntemleri ve tasarlanan kardan şaftın doğrulama testleri yer almaktadır.

Anahtar kelimeler: Kardan Şaft Tasarımı, Çift Mafsallı Kardan Şaft, Yorulma Analizi

TWO-JOINT DRIVESHAFT DESIGN AND VALIDATION FOR REAR-WHEEL COMMERCIAL VEHICLES

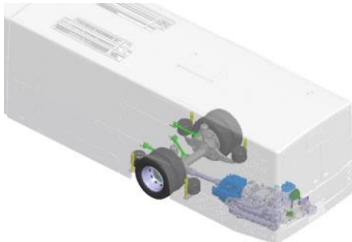
ABSTRACT

This study mentioned the design and design criterias of two joint driveshaft that commonly used at rear-wheel drive commercial vehicles also the virtual analysis of designed driveshaft and validation tests.

Keywords: The Design of Driveshaft, Two-joint Driveshaft, Fatigue Analysis

1. GİRİŞ

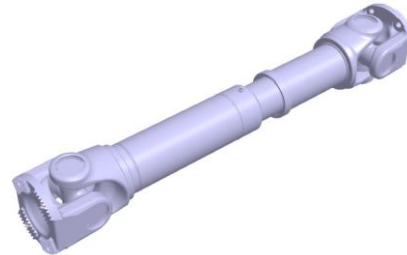
Günümüzde birçok ticari araç taşıdıkları yüklerin ağırlığının fazla olmasından dolayı arkadan tahrikli olarak üretilmektedirler. Bu çalışmada 12 metre ve 18 metre yolcu otobüslerinde kullanılan kardan şaftlar incelenmiştir. Kardan şaft, bir içten yanmalı motorda veya elektrik motorunda üretilen güç ve torku şanzıman üzerinden tahrik alarak aksa ileten bir aktarma organıdır. Arkadan tahrikli bir 18m otobüsün güç sistemleri üniteleri (motor ve şanzıman) konfigürasyonu aşağıdaki Şekil 1’de gösterilmiştir.



Şekil 1. Bir 18 metre otobüsün güç sistemleri konfigürasyonu

2. KARDAN ŞAFT TASARIM KRİTERLERİ

Araç üzerinde motor ve şanzıman kompleksi, mümkün olduğunca kardan şaft (Şekil 2) için gerekli olan tasarım kriterleri göz önünde bulundurularak konumlandırılır. Böylece araç üzerinde minimum titreşim ve maksimum ömür sağlanması amaçlanmaktadır. Aşağıda kardan şaft tasarımı için önemli olan bazı faktörler kısaca açıklanmıştır.



Şekil 2. Kardan şaftın katı modeli

2.1. Kardan Şaft Boyu

Şanzıman üreticileri edindikleri tecrübelerle dayanarak çift mafsallı kardan şaftların boylarının mümkün olduğunca 1450 mm'yi aşmamasını önermektedirler. Şaft boyu arttıkça ağırlığının da artmasından dolayı, şaft kamçılama ve titreşim problemlerinin meydana gelme olasılığı artmaktadır.

2.2. Maksimum Devir Hesabı ve Kritik Devir

Şaft dönen bir parça olduğu için parçanın hangi devirde döneceği tasarım açısından önemli bir kriterdir. Tasarım aşamasında 2 adet devir değerine dikkat edilir.

- Maksimum Devir
- Kritik Devir

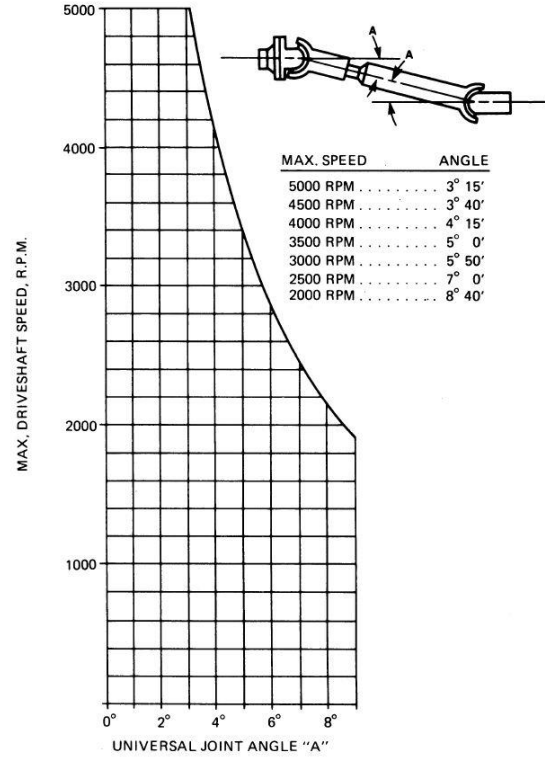
Maksimum devir, şaftın komponentlerin seçiminde kullanılan bir parametredir. Bir şaftın maksimum devri aşağıdaki formül ile hesaplanabilir.

$$\text{Maksimum Şaft Devri} = \frac{\text{Maksimum Motor devri}}{\text{En Yüksek Vitesdeki Disli Oranı}} \quad (1)$$

Kritik devir, şaftın dönme sırasında oluşturduğu frekansların, şaftın doğal frekansı ile çakışıp çakışmadığını kontrol etmek için kullanılan bir parametredir. Şaft çalışma devri, kritik devrine yakınlığa başladığında titreşim oluşturur. Şaft tedarikçisi tarafından seçilen şaftın istavroz boyutuna ve boru çapına göre kritik devir hesabı yapıp kontrol edilmelidir.

2.3. Kardan Şaft Açısı

Motor ve şanzıman kompleksi araç üzerinde konumlandırılırken çeşitli etkilerden dolayı (uzaklaşma açısı, diğer komponentlerin konumu vb.) istenilen optimum şaft açısına göre yerleştirilememektedir. Kardan şaft açısı, şaftın ses ve titreşim oluşturmasında önemli bir parametredir. Maksimum izin verilen şaft açısı, maksimum şaft devrine göre belirlenmektedir. Şanzıman ve şaft tedarikçileri arkadan tahrikli araçlarda kullanılan çift mafsallı kardan şaftlarda optimum şaft açısının 3°'den fazla olmamasını tavsiye etmektedirler. Şaft açısının 3°'den fazla olduğu durumlarda şekil 3'deki grafik kullanılarak gerekli kontroller yapılmalıdır. Şaft açısı arttıkça kabul edilen maksimum şaft devri azalmaktadır.



Şekil 3. Çift mafsallı kardan şaftlar için önerilen mafsallı açıları

2.4. Kardan Şaft Balans Kalitesi

Kardan şaftlar, tekerlekler gibi yüksek devirlerde döndüğünden balanslanması gerekmektedir. Otobüslerde genellikle ISO 1940-G16 standardına göre balanslanmış şaftlar kullanılmaktadır. Balanslama işlemi, maksimum şaft devrinde yapılmalıdır.

2.5. Kardan Şaft Flanşlarının Paralellliği

Kardan şaft bağlantısının yapılmasına olanak sağlayan flanşlara sahiptir. Bu flanşların birbirlerine göre paralel olması şaftın ömrünü önemli ölçüde arttırmaktadır. Flanşların paralel olmaması durumunda burulma titreşimi ve ses meydana gelecektir. Şaftların tasarımında flanş paralellliği önemli bir diğer parametredir.

2.6. Maksimum Kardan Şaft Torku

Kullanılacak motor torku ve şanzımanın dişli oranlarına göre kardan şaftına gelecek maksimum tork değişiklik göstermektedir. Şaftın üzerine gelebilecek maksimum tork, şaftın mukavemeti için önemli bir parametredir. Şaftın üzerine iki kaynaktan oluşan kuvvetler etki eder. Bu kuvvetlerden biri şanzıman çıkışından elde edilebilecek maksimum tork, diğeri de tekerlekler vasıtasıyla yoldan gelebilecek kuvvetlerdir. Bu kuvvetler aşağıdaki formüllerle hesaplanabilir.

$$\tau_{Driveshaft_{max}} = \tau_{Engine_{max}} \cdot i_1 \cdot i_{stall} \quad (\text{Engine Side}) \quad (2)$$

$$\tau_{Driveshaft_{max}} = \frac{W_{RearAxle_{max}} \cdot r_{dyn} \cdot \mu}{i_{diff}} \quad (\text{Differential Side}) \quad (3)$$

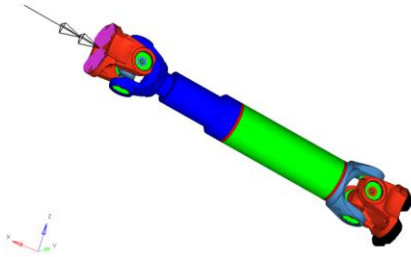
Bu kuvvetler hesaplanarak shaft için yapılacak analiz ve testlerde kullanılacak maksimum torkun ne olacağına karar verilir.

3. KARDAN ŞAFTIN SANAL YORULMA ANALİZİ

Bu çalışmada, arkadan çekişli 18 metre uzunluğundaki bir otobüste kullanılan kardan shaftının çalışma koşullarında görülen farklı senaryolardaki tork yüklemelerinin kardan shaftı üzerinden geçmesiyle shaftta görülen yorulma durumu sonlu elemanlar analizleri yardımıyla incelenmiştir. Sonlu elemanlar analiz modeli HyperMesh programında hazırlanmış, statik yükleme analizi OptiStruct yazılımında çözdürülmüş, yorulma hesaplamaları nCode DesignLife programında yapılmış ve incelenmiştir.

Statik yükleme analizlerinde kardan shaftı 1067930 adet ikinci dereceden tetra solid elemanlarla modellenmiş ve ölçüm hassasiyeti sağlanması için elemanları dış yüzeyine kabuk elemanlar örülmüştür. Böylece yorulma karakteristiği için çok önemli olan yüzey gerilmeleri daha hassas bir şekilde hesaplanmıştır.

Kardan shaftının yorulma analizi, yüksek çevrimli yorulma (High Cycle Fatigue) durumları için daha iyi sonuçlar veren Stress-Life (S-N) metoduyla yapılmıştır. Gerilme kombinasyon metodu olarak Abs Max Principle Metodu, ortalama gerilme düzeltme metodu olarak da Goodman Metodu kullanılmıştır. Yüzey sertliği ve kalitesi çatlak başlangıcında oldukça etkili olduğundan bu parametreler de yorulma hesaplamalarında dikkate alınmıştır. Kardan shaftın sınır şartları Şekil 4'te gösterilmiştir.



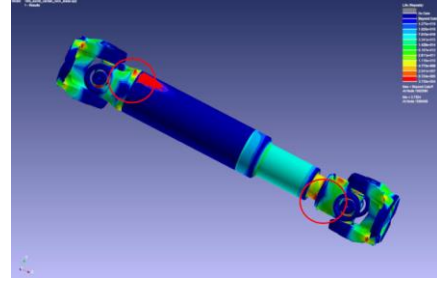
Şekil 4. Kardan shaftının sonlu elemanlar modeli ve sınır şartları.

Sonlu eleman analizlerdeki sınır şartları, kardan shaftın araç çalışma koşullarındaki montaj açısı ve yükleme koşullarına göre yapılmıştır. Böylece shaft tasarımında dikkat edilen tasarım kriterlerinin analize etkisi görülmüş olacak ve gerçeğe daha yakın bir sonuç elde edilecektir.

Kardan shaftın sanal yorulma analizleri için gerekli olan malzeme girdileri oluşturulurken, kardan shaftını

oluşturulan parçalarına ayrı ayrı malzeme sertlik testleri yapılarak malzemelerin kopma dayanımları tespit edilmiş ve bu değer kullanılarak malzemelerin S-N eğrileri oluşturulmuştur.

Şekil 5'te kardan shaftının sanal yorulma analizine göre hesaplanan ömür dağılımı gösterilmiştir. Analiz sonuçları, belirlenen hedef ömürlerle karşılaştırılarak yorumlanmıştır. Sanal yorulma analizine göre kardan shaftının yorulma açısından kritik bölgeleri belirlenmiş ve fiziksel testlerde detaylı bir şekilde incelenmiştir.

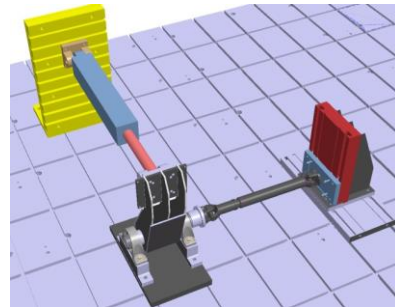


Şekil 5. Kardan shaftının sanal yorulma analizi sonucu.

Şafta uygulanan yorulma senaryoları araç üzerinde çalışma şartlarını simüle edebilecek şekilde 3 farklı şekilde oluşturulmuştur. Oluşturulan bu senaryolar hem sanal analizlerle hem de gerçek testlerle doğrulanmıştır.

4. KARDAN ŞAFTIN YORULMA TESTİ

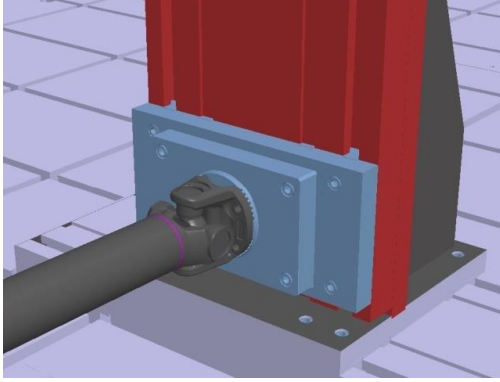
Gerçekçi bir sonuç elde etmek adına yapılan tüm sanal analizlerde shaftın araç üzerindeki koşulları incelediğinden, yapılacak olan yorulma testlerinin de aynı koşullarda gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Genellikle shaft yorulma testlerinde kullanılan test tezgâhları belirli bir shaft boy uzunluğundan sonrası için test yapmaya uygun değildir. Test tezgâhları shaft açısının 180° olduğu durumda shaft yorulma testleri yapabilmeye kapasitesine sahiptirler. Bu durum araç üzerindeki durumu yansıtmamaktadır. Elde edilen test sonuçlarının tasarımcıyı yanlış yönlendirme ihtimali bulunmaktadır. Bu risklerin ortadan kaldırılması amacıyla shaftın araç konumundaki açılarını ve boyunu sağlayabilecek bir universal test tezgâhı tasarlanmıştır. Aşağıdaki şekil 6'te tasarlanan test tezgâhının katı modeli görülmektedir.



Şekil 6. Tasarlanan test tezgâhının katı modeli

Tasarlanan test tezgâhı bütün shaft flanşlarına uyarlanabilecek esnekliğe sahiptir. Böylece farklı flanş

standartlarına sahip şaftların tek test tezgâhında testlerinin yapılması sağlanmaktadır. Şekil 7’te tasarlanan test tezgâhının “ISO 150 cross-serrated” flanş tipine uygun karşılık parçasının görseli gösterilmektedir.



Şekil 7. Tasarlanan test tezgâhının şaft flanş bağlantı kısmı

Şaftın üzerine gelecek 3 senaryodaki tork değerleri hidrolik piston yardımı ile şafta uygulanmıştır. Kullanılan hidrolik piston, deplasman ve kuvvet kontrollü olduğundan dolayı yapılan testler daha kontrollü gerçekleştirilecektir. Hidrolik piston Şekil 8’de gösterilmiştir.



Şekil 8. Hidrolik Piston

Şaftın üzerinde tork oluşturmak için şaftın bir ucu sabitlenir. Bu işlemten sonra hidrolik pistonun uygulaması gereken kuvvet hesaplanıp sisteme girilir. Şaft montaj civatalarının torkları kontrol edildikten sonra tekrarlı yükler uygulamak suretiyle test başlatılır. Oluşturulan test düzeneği Şekil 9’de gösterilmiştir.



Şekil 9. Yorulma testi için oluşturulan test tezgâhı

Test sırasında hidrolik pistonun yaptığı deplasman

miktarı kaydedilir. En az her 24 saatte bir numune üzerinde görsel çatlak kontrolü yapılır. Testler bittikten sonra kılcal çatlakların kontrolü için test parçalarına sıvı penetrasyon testi uygulanır.

5. SONUÇ

Şaft, motorda oluşan torku tekerlere aktaran aracın hareket etmesini sağlayan bir parça olduğu için önemlidir. Bu yüzden şaftın tasarımının doğrulanması da bir zorunluluk haline gelmiştir.

Yapılan bu çalışmada, arkadan çekişli bir 18m otobüsün kardana şaftının yorulma dayanımı incelenmiştir. Sanal analizin ve doğrulama testlerinin nasıl yapıldığı paylaşılmıştır. Analiz ve testlerin diğer çalışmalardan farklılığı, çalışmaların şaftın araç üzerindeki halinde yani montaj pozisyonunda yapılmış olmasıdır.

Sonuç olarak, tasarım aşaması sonrası yapılan sanal statik ve yorulma analizlerinde parçanın hedef ömrü sağlayacağı öngörülmüştür. Daha sonrasında üretilen şaft ile yapılan fiziksel ömür testlerinde de hedeflenen ömrün sağlandığı görülmüş olup, şaft bu araç için doğrulanmıştır.

KAYNAKLAR

1. SAE J901, Universal Joints and Driveshafts – Nomenclature – Terminology - Application
2. Allison Transmission Inc., Basic Driveline Design
3. GKN Driveline, Driveshaft Installation Guide
4. Hexagon Mühendislik ve Tasarım A.Ş., Hexagon Design Standarts, Döküman No HDS- DRS-027 Maximum Driveshaft Torque Calculation
5. Hexagon Mühendislik ve Tasarım A.Ş., Hexagon Design Standarts, Döküman No HDS- DRS-027 Maximum Driveshaft Torque Calculation
6. Hexagon Mühendislik ve Tasarım A.Ş., Hexagon Design Standarts, Döküman No HDS-DRS-025 Driveshaft Fatigue Attributes
7. Hexagon Mühendislik ve Tasarım A.Ş., Hexagon Test Procedure, Döküman No HTP-DRS- 001 Driveshaft Fatigue Life Test
8. Hexagon Mühendislik ve Tasarım A.Ş., Kardana Mili Yorulma Analizi, Döküman No DK BREDA DG 35
9. Hexagon Mühendislik ve Tasarım A.Ş., Shaft Durability Test, Rapor No TK BRD18 CNG TD 2014 007
10. RADIOSS Theory Manual, v12. Altair Engineering Inc.
11. nCode DesignLife Theory Manual, v10, HBM.
12. Zienkiewicz, O.C., Taylor, R.L. (2005), “**The Finite Element Method**”, Sixth Edition.
13. Bathe, K-J., (1996) “**Finite Element Procedures**”, Prentice Hall.
14. Stephens, R.I., Fatemi, A., Stephens, R.R., and Fuchs, H.O.(2001), “**Metal Fatigue in Engineering**” 2nd Edition, John Wiley & Sons, Inc., New York, New York, USA.

15. Marines I, Bin X, Bathias C.(2002), **“An understanding of very high cycle fatigue of metals. Int.J.Fatigue”**;25(9):1101-7.
16. Mughrabi H. (2002), **“On 'multi-stage' fatigue life diagrams and the relevant life-controlling mechanisms in ultrahigh-cycle fatigue”**. Fatigue and Fracture of Engineering Material and Structures 2002 08;25(8):755-64.