

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KARDAN ŞAFTININ GEOMETRİK MODELLENMESİ VE
SONLU ELEMANLAR ANALİZİ**

**Y.LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Beyhan UZUNOĞLU
(503031203)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 08 Mayıs 2006
Tezin Savunulduğu Tarih : 15 Haziran 2006**

Tez Danışmanı : Doç.Dr. C. Erdem İMRAK

Diğer Jüri Üyeleri: Doç. Dr. Murat VURAL

Yr.Doç.Dr. Cemal BAYKARA

HAZİRAN 2006

7ÖNSÖZ

Bu çalışmanın yürütülmesi esnasında yol gösteren ve yardımlarını esirgemeyen proje danışmanım Sayın Doç. Dr. Erdem İMRAK'a , Akkardan A.Ş. Mühendislik Departmanı müdürü Sayın Leon HAKİM' e ve Mühendislik Departmanı çalışanlarına, İstanbul Teknik Üniversitesi' nde eğitim veren değerli öğretim üyelerine teşekkür ederim.

Beyhan UZUNOĞLU

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	VI
ŞEKİL LİSTESİ	VII
SEMBOL LİSTESİ	IX
ÖZET	X
SUMMARY	XII
1. GİRİŞ	1
2.KARDAN ŞAFTI TASARIM PARAMETRELERİ	4
2.1. Mukavemet ve Dayanıklılık	4
2.2. Tork Kapasitesi	4
2.3. Dönme Hızı	6
2.4. Üniversal Mafsal Açıları	6
2.5. Burulma Eksitasyonu	12
2.6. Atalet Eksitasyonu	12
2.7. İkincil Çift Eksitasyon Sınırları	13
2.8. Uzunluk Değişimleri	14
2.9. Boşluklar	14
2.10. Çevre	15
2.11. Tasarım ve İmalat	16
3. KARDAN MAFSALININ KİNEMATİĞİ	17
3.1. Kardan Kavramasının Seri Halde Bağlanması	21
4. HASAR ANALİZİ	24
4.1. Giriş	24
4.2. İletilen Hareket ve Momente Bağlı Olarak Kardan Şaftı Üzerine Etkiyen Momentler	24
4.3. Aşırı Yüklemeden Oluşabilecek Hasarlar	27
4.4. Yapısal Yorulma Hasarları	27
4.5. Burulma Yorulması	28
4.6. Statik Hasar	30
4.7. Yüzey Aşınması	30

4.8. Çalışma Ortamı ve Dış Etkenler	31
4.9. Sonuçlar	33
5. BURULMA KATILIĞI	35
6. KRİTİK HIZ	38
7.ARAÇ HAREKET MİLİ ANALİZİ UYGULAMASI	41
7.1. Arkadan İtişli Binek Araçlar İçin Uygulamalar	41
8. GÖREV ÇEVİRİMİ	46
9. TEORİK HESAPLAMALAR	48
9.1. Kritik Hız İçin Teorik Hesaplama	49
9.2. Burulma Katılığı İçin Teorik Hesaplama	50
10. KARDAN ŞAFTI SONLU ELEMANLAR ANALİZİ	52
10.1. Modelin Hazırlanması	52
10.2. Model Üzerinde Mesh Oluşturma	54
10.2.1. Global kenar uzunluğu	52
10.2.2. Nastran'da mesh oluşturma teknikleri	54
10.2.2.1. Isomesh tekniği	55
10.2.2.2. Paver tekniği	54
10.3. Model Üzerinde Kullanılan Elemanlar	56
10.4. Model Üzerinde Tanımlanan Sınır Şartları	58
10.1. Modelin Hazırlanması	52
10.5. Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçları	62
10.5.1. Kritik hız için sonlu elemanlar analizi sonuçları	62
10.5.2. Burulma katılığı için sonlu elemanlar analizi sonuçları	64
11. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME	66
KAYNAKLAR	68
ÖZGEÇMİŞ	70

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. :Müsaade Edilen Mafsalsal Çalışma Açılımları.....	13
Tablo 8.1. :Kardan Mafsalsal Çalışma Açılımları.....	47
Tablo 11.1 :Sonlu Elemanlar Analizi ve Teorik Sonuçlar İçin Karşılaştırma.....	66

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1	:Arkadan Çekişli Bir Araçta Kullanılan Kardan Şaftı (Hareket Mili) ve Diferansiyel..... 1
Şekil 1.2	:Arkadan Çekişli Bir Araçta Kullanılan İki parçalı Genel Uygulamalı Kardan Şaftı Şematik Gösterim..... 2
Şekil 2.1	:Kardan Mafsalı..... 7
Şekil 2.2	:Çift Kardan Mafsalı..... 7
Şekil 2.3	:Sabit Hız Mafsalı..... 9
Şekil 2.4	:Sabit Hız Mafsalı, Flanşlı Bağlantı..... 9
Şekil 2.5	:Sabit Hız Mafsalının Çalışma Prensipleri..... 10
Şekil 2.6	:Ön ve Arka Mafsal Açılımları 10
Şekil 2.7	:Burulma Eş Açılımları..... 1
Şekil 3.1	:Şematik Olarak Kardan Kavraması..... 17
Şekil 3.2	:Kardan Kavramasında Döndüren ve Döndürülen Kısımlar Tarafından Taranan Açılımlar..... 18
Şekil 3.3	:1 Numaralı Milin w_1 Sabit Açısal Hızı ile Dönmesi Durumunda, Eksenler Arasındaki α Açısına Bağlı Olarak, 2 Numaralı Milin w_2 Açısal Hızı ile $(\theta_2 - \theta_1)$ Dönme Açılımları Farkının Yarım Dönüş İçin Zamana Göre Değişimi..... 20
Şekil 3.4	:Üç Milli, İki Mafsalı Kardan Şaftı..... 21
Şekil 3.5	:Kardan Mafsalında Bileşke Vektör ve Yataklara Gelen Kuvvetler... 23
Şekil 4.1	:Tipik Kardan Mafsalı..... 25
Şekil 4.2	:Kardan Mafsal İstavrozlu..... 26
Şekil 4.3	:İki Kardan Mafsalı Hareket Mili Üzerindeki Kritik Kuvvet Geçiş Bölgeleri..... 29
Şekil 4.4	:Bir Kardan Şaftı Arayatağı 29
Şekil 4.5	:Mafsal Açısı $\alpha=15^\circ$ için İstavroz ile Çatal Arasındaki θ_2 ve θ_3 Değerleri..... 32
Şekil 6.1	:Merkezinde Dengelenmemiş Disk Bulunan Şaft..... 38
Şekil 7.1	:Maksimum İvmedeki Arkadan Çekişli Binek Aracı..... 42
Şekil 10.1	:Ön Şaft..... 52
Şekil 10.2	:Orta Şaft..... 53
Şekil 10.3	:Arka Şaft..... 53
Şekil 10.4	:Sonlu Elemanlar Analizi Yapılacak Olan Şaft..... 54
Şekil 10.5	:Isomesh Tekniği..... 55
Şekil 10.6	:Paver Tekniği..... 56
Şekil 10.7	:Solid Tet4 Eleman..... 57
Şekil 10.8	:Surface Quad 4 Eleman..... 57
Şekil 10.9	:Arka Şaft Üzerinde Tanımlanan Sınır Şartı..... 58
Şekil 10.10	:Ön Şaftta Tanımlanan Sınır Şartı..... 59
Şekil 10.11	:Boru- Yataklama Mili Arası Kaynak Bölgesini Temsil Eden Elemanlar..... 60

Şekil 10.12	:Boru- Kayıcı Mil Arasındaki Kaynak Bölgesini Temsil Eden Elemanlar.....	60
Şekil 10.13	:Eksenel İlerleme Hareketi Yapan Kayıcı Mafsal.....	61
Şekil 10.14	:Sabit Kardan Mafsalı Modeli.....	62
Şekil 10.15	:Sonlu Elemanlar Analizi Kritik Hız Sonucu (1. Mod).....	63
Şekil 10.16	:Sonlu Elemanlar Analizi Kritik Hız Sonucu (2. Mod).....	64
Şekil 10.17	:Sonlu Elemanlar Analizi Burulma Katılığı Sonucu.....	65

SEMBOL LİSTESİ

ϕ_1, ϕ_2	:Hareket Mili Açısal Dönme Miktarı
w_1, w_2	:Döndüren ve Döndürülen Millerin Açısal Hızı
α	:Mafsal Açısı
δ	:Düzensüzlük Katsayısı
ϵ	:Açısal İvme
J	:Kütleesel Eylemsizlik Momenti
M_b	:Bileşke Moment
Γ	:Tork
F	:Kuvvet
Θ	:Burulma Açısı
k	:Burulma Katılık Değeri
G	:Rijitlik Modülü
a	:Aracın ivmesi
g	:Yerçekimi ivmesi
N	:Hareket Mili Tahmini Ömür
A	:Aracın Ağırlık Merkezinin Yerden Yüksekliği
R_{ra}	:Arka Aks Tahvil Oranı
η	:Verimlilik faktörü
V	:Araç Hızı
w, w_{sr}, w_{dr}	:Ağırlık
R_{lg}	:Transmisyon Küçük Dişli Oranı
η_{at}	:Otomatik Transmisyon Verimlilik Faktörü

KARDAN ŞAFTININ GEOMETRİK MODELLENMESİ VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

ÖZET

Bu çalışmada, otomotivde kullanılan ve bir diğer adı hareket mili olan kardan şaftı incelenmiştir. Kardan Şaftı, araçlarda kritik önem sahiptir, motordan çıkan döndürme momentini güvenli bir şekilde aracın arka kısmında bulunan diferansiyele iletebilmelidir.

Kardan şaftının tasarımı esnasında tork, mafsal açısı ve aksel ilerleme parametreleri üzerinde özellikle durulmalıdır. Bununla birlikte, pekçok hesaplama yapılmalı, gerek bilgisayar analiz programları kullanılarak, gerekse gerçek araç testleri yapılarak tasarım doğrulanmalıdır. Bu hesaplamalar genel olarak, mukavemet (dayanım) , mafsal ömrü, kritik hız, burulma katılığı gibi büyüklüklerle ilgilidir. Yol durumuna göre, aracın arka bölümünün aşağı ve yukarı hareketine müsaade edecek olan kayıcı mafsal ve bu ilerleme hareketine imkan veren kayıcı kanalların tasarım kalitesi, şaftın ömrünü doğrudan etkilemektedir. Bu yüzden şaftın tasarımı aşamasında bazı matematiksel formüller kullanılmakta veya günümüzde gelişen bilgisayar teknolojisinin kazandırdığı kolaylıklardan faydalanılarak şaft elemanları üzerinde pekçok analiz yapılabilmektedir.

Şaft üzerinde bulunan elemanların malzeme bilgileri, bu elemanlara gelen tork değeri ve gerçek çalışma şartlarını temsil edecek uygun sınır şartlarının tanımlanmasıyla sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilebilmektedir. Bu çalışmada üç parçalı bir kardan şaftının kritik hızının ve burulma katılığının bulunması amacıyla şaft üzerinde bulunan çatal elemanları ve üç adet borunun üç boyutlu geometrik modelleri hazırlanmış ve uygun bir formata çevrilerek bir sonlu elemanlar analizi programı olan M.S.C. Nastran 'a aktarılmıştır. Bu programdan elde edilen sonuçların, formüller vasıtasıyla elde edilen teorik sonuçlara çok yakın olduğu gözlemlenmiştir.

GEOMETRIC MODELLING AND FINITE ELEMNT ANALYSIS OF A CARDAN SHAFT

ABSTRACT

In this study, a driveshaft used in automotive industry is examined. A driveshaft has a critical importance and it must be capable of transmitting the applied torque safely from the engine to the differential.

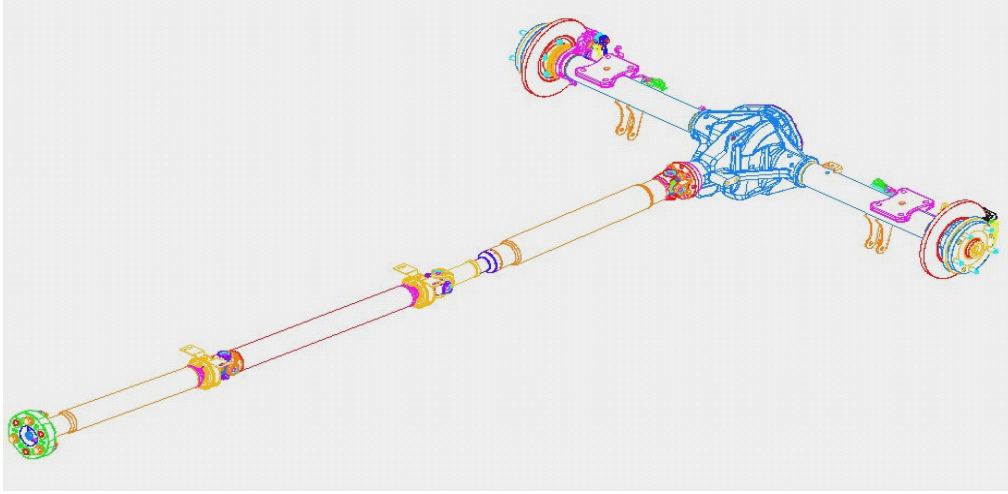
At the design stage, the most important parameters that must be considered are torque, universal joint angles and axial movement of the driveshaft. Additionally, some calculations must be made and the design must be confirmed by whether using a computer aided analysis program or executing real vehicle tests. These mentioned computations are related to strength, endurance of the shaft material, predicted life of the universal joints, critical speed, torsional stiffness.

The quality of the design of splines that allow for length changes due to vehicle geometry motions effect the life of the driveshaft directly. So, when designing the driveshaft some mathematical formulations are used or some certain computer analysis can be made by taking the advantage of the progressing computer technology.

The finite element analysis procedure can be executed by entering some physical data to the appropriate areas of the analysis program. This data may be material information of the shaft components, the applied torque and some boundary conditions that simulate the real road conditions of the vehicle. In this study, the geometric model of a driveshaft assembly is prepared by using "I-DEAS" and then it is transferred to "M.S.C. Nastran" analysis program after converting the data to an appropriate format. Finally, It has been showed that the results of critical speed and torsional stiffness obtained from this analysis is identical to the results calculated by using the mathematical formulation.

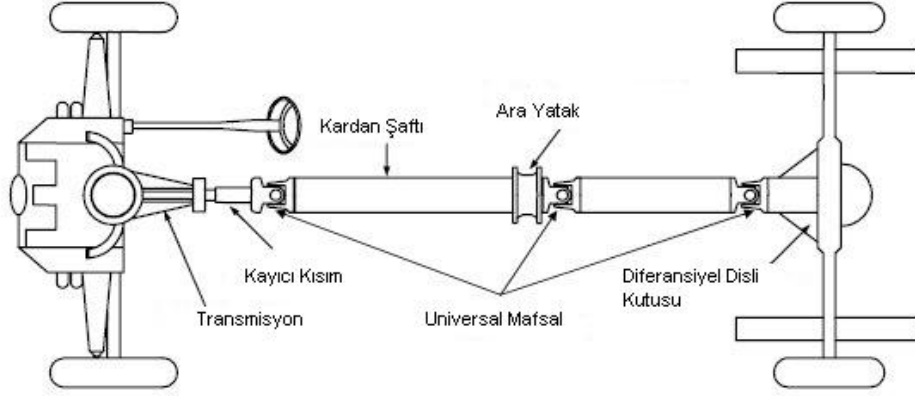
1. GİRİŞ

Kardan şaftı, hareket ve moment iletmek amacıyla kullanılan millere kardan mafsalının uygun şartlarda bağlanmasıyla oluşturulur. Kardan şaftı için kullanılan bir diğer deyim de “hareket mili”dir. Çalışma prensibi bakımından, genellikle eksenleri arasında açı bulunan ve/veya eksenleri birbirinden kaçık konumdaki miller vasıtasıyla hareket ve moment iletmek amacıyla tasarımı yapılmıştır. Şekil 1.1 'de arkadan çekişli bir araçta kullanılan üç parçalı bir hareket mili ve motordan çıkan ve şaft tarafından iletilen döndürme momentini tekerleklere dağıtan diferansiyel görülmektedir.



Şekil 1.1 Arkadan Çekişli Bir Araçta Kullanılan Kardan Şaftı (Hareket Mili) ve Diferansiyel

Otomotivde kullanılan kardan şaftı, arkadan çekişli araçlarda motordan çıkan döndürme momentini, Şekil 1.2. 'de gösterildiği gibi diferansiyele iletir. Yolcu araçları ve hafif kamyon uygulamaları için statik moment kapasitesinin genel olarak 3500 N m' den fazla olması beklenmektedir [4].



Şekil 1.2 Arkadan Çekişli Bir Araçta Kullanılan İki parçalı Genel Uygulamalı Kardan Şaftı Şematik Gösterimi

Kardan Şaftı, araçlarda, motordan çıkan döndürme momentini güvenli bir şekilde arka tekerleklere iletme görevine sahiptir ve kritik öneme sahiptir. Bu yüzden, şaftın ömrünün istenen değerde olması ve araçta herhangi bir tehlike yaratmaması için tasarım esnasında özellikle, şaftın maruz kalacağı moment, mafsal açısı, aksel ilerleme miktarı, çevre şartları, açısal ivmenin aşırı büyümesinden ve kritik hıza ulaşılmasından kaynaklanan titreşim ve gürültü gibi parametrelere dikkat edilmelidir.

Kardan şaftı üzerinde bulunan kayıcı ve sabit mafsalların kinematik incelemesi sonucunda, döndüren ve döndürülen millerin hızları arasındaki oranın değişken olduğu görülmüştür. Bu oran, mafsal açısına ve döndüren milin açısal hızına bağlıdır ve sabit değildir. Bu yüzden, şaft hızına göre mafsal açılarının sınırlandırılması gerekmektedir.

Kardan şaftı üzerinde, imalattaki işleme ve dengeleme ile ilgili hatalar, kayıcı kanalların ve mafsal yataklarının yetersiz yağlanması, kaynak bölgesinde nüfuziyetin sağlanamaması, şaft borusunun et kalınlığının zayıf olması ve yanlış malzeme seçimi gibi hatalardan dolayı şaft üzerinde aşınma, çatlaklar ve bu çatlakların büyümesi sonucu yorulma gibi hasarlar oluşabilir.

Genel uygulamalı araçlarda maksimum 3000 - 3500 N m aralığında uygulanan moment değerleri, şaft malzemesine ve uzunluğuna bağlı olarak, esnek malzemedan yapılmış şaft elemanları, özellikle içi dolu malzemedan yapılmayıp belirli bir et kalınlığına sahip olan borular üzerinde burulmaya sebep olur. Burulma katılığı olarak tanımlanan değer, şaftın boyuna malzemenin katılık değerine (G , N/mm^2), içi boş malzemedan yapılmışsa et

kalınlığına ve dış çapına bağlıdır. Bu nedenle, tasarım esnasında yapılacak olan basit bir hesaplamayla güvenli boy, çap, et kalınlığı değerleri bulunabilir.

Dönen miller, doğal frekansa ulaştıkları nokta olarak tanımlanan kritik hız değerine eriştiklerinde, mil üzerinde eğilme, savrulma ve titreşim meydana gelir. Bu nedenle, motordan çıkan maksimum hıza göre şaftın ulaşabileceği maksimum hız hesaplanmalı ve uygulamanın şekline göre, bu hız, kritik hızın %75-85'inden küçük olacak şekilde tasarım yapılmalıdır [1].

Kardan şaftı üzerine etki edecek moment değeri, motor çıkış momentine olduğu kadar, araç ağırlığı, transmisyon tahvil oranı, otomatik transmisyon verimlilik faktörü, tork konvertör oranı gibi büyüklüklere de bağlıdır. Tasarım esnasında bu ilişkiyi gösteren formülasyonlar kullanılarak şaft ömrü ve çalışma şartları ile ilgili pek çok öngörü yapılabilmektedir.

Araçların kullanıldığı çevre, yol durumu, kullanım sıklığı ve yükleme durumu gibi faktörlerin birleşimiyle çeşitli araç çalışma şartı kombinasyonu yaratılarak ve bu kombinasyonlarda şaftın güvenli bir şekilde çalışacağı süreler göz önünde bulundurularak kardan şaftı için genel bir ömür tahmini yapılabilir.

Literatürde kardan şaftı için kritik hız ve burulma katılığı değerleriyle ilgili, doğruluğu gerçek uygulamalarla kanıtlanmış formülasyonlar vardır. Bu formülasyonlardan yola çıkılarak bulunan sonuçlar, bir sonlu elemanlar analizi programından elde edilen verilerle karşılaştırılabilir ve bu sonuçların doğruluğundan faydalanılarak, sonlu elemanlar analizi yöntemi farklı pek çok tasarım parametresinin etkilerini belirleyebilmek amacıyla geliştirilebilir.

2. KARDAN ŞAFTI TASARIM PARAMETRELERİ

2.1 Mukavemet

Bir kardan şaftı, tasarım aşamasında etkileri düşünülen çalışma şartlarına maruz kaldığında memnuniyet verici şekilde çalışmalıdır. Her tasarımın temel özelliği, sağlamlık ve ömür dayanımıdır [1].

Kardan şaftının tasarımı için uygulamayla ilgili parametre değerlerinin detaylı bir şekilde bilinmesi gerekir. Komple şaft, erken yorulma etkisine maruz kalmadan moment iletecek şekilde burulma dayanımına sahip olmalıdır. Kardan mafsalı yatakları, maruz kalınan çevre şartlarına dayanacak ve istenen açılarda çalışabilecek şekilde tasarlanmalıdır. Kayıcı kanallar (spline) ve kullanılan diğer eksenel elemanlar, moment, eksenel ilerleme ve çevresel şartların birleştirilmiş etkilerine dayanabilecek şekilde istenen kayma (ilerleme) hareketini yapabilmeli; ayrıca eşit aşınma ömrüne ve yağ tutma kapasitesine sahip olmalıdır. Dinamik kuvvetlerin etkisini azaltmak için tasarım esnasında boyutlandırma orantılı bir şekilde yapılmalı, maksimum mafsal açılarında güvenli bir şekilde çalışabilmesi için de eşit sıklıkta ve yeterince büyük çaplarda tasarlanmalıdır.

Kardan şaftının beklentileri karşılayabileceği ve yeterince sağlam olduğu kanısına, yapılan gerçek araç testlerinden sonra karar verilebilir. Moment, hız, mafsal açısı, uzunluk değişimleri, çevre, titreşim ve imalat ile ilgili kısıtlamalarının şaft ömrü üzerindeki etkilerini ve tasarımın uygulama açısından uygunluğunu tespit etmek için bu testler yapılabilir.

2.2 Moment Kapasitesi

Kardan şaftı, güç birimlerinin oluşturduğu maksimum momentİ iletmelidir. Genel bir uygulamada, hareket mili servis ömrü süresince pek çok burulma yüklemelerine maruz kalabilir. Bu moment, statik veya dönel durumlarda sürekli uygulanabilir veya tüm tahrik

birimleri kesik kesik veya darbe şeklinde burulma yüklemelerine maruz kalabilir. Bu yükler, kaynağına veya kökenine bağlı olarak, tasarım aşamasında hesaplanan sabit değerden oldukça büyük olabilirler.

Genel uygulamalı bir araç için moment gereksinimini belirlemede, araç ağırlığı, sürekli çalışma momenti ve aracın normal kullanımı sonucunda oluşan maksimum kısa süreli ani moment değerleri etkili olur. Ayrıca tüm transmisyon ve güç birimlerinin tasarım ve fonksiyonel özelliklerinin olduğu kadar aracın ağırlığının da bir araçta erişilebilecek çeşitli ani (şok) momentleri belirlemede etkisi olur. Hareket mili, hatalı yükleme durumlarında oluşabilecek bu maksimum momentleri iletibilmelidir.

Sürekli moment tanımı, hareket milinin tahmin edilen ömrü boyunca zamanın büyük bir yüzdesinde iletmesi beklenen moment olarak ifade edilmektedir. Bu moment, aracın normal seyir hızındaki çekişi için gerekli olan transmisyon çıkış momentine bağlıdır.

Maksimum kısa süreli moment, motor çıkış momentinin tork konvertör oranı ve transmisyon küçük dişli oranıyla çarpılmasıyla elde edilen sonuç ile tekerlek kayma momentinden büyük olmaktadır. Çoğu uygulamada, yolcu araçları sınırlı çekişe sahiptir ve bu yüzden maksimum kısa süreli moment tekerlek kayması tarafından kontrol edilecektir. Bu durum daha çok, motor büyüklüğü ve şanzıman dişli oranının yüksek olduğu geniş araçlar için doğrudur.

Yolcu araçları için tanımlanan çeşitli burulma-yükleme durumları ayrıca, kamyon hareket milleri için de geçerlidir. Hareket mili üzerindeki yüklemenin şiddeti, her bir aracın kullanımına bağlı olarak da değişkenlik gösterebilir. Yolcu araçlarında ve hafif kamyonlarda küçük dişliler orta ve ağır araçlarda olduğu kadar sık kullanılmaz. Araçlarda maksimum momentte çalışma süresi daha uzun olduğundan ve düşük dişli momentleri oldukça fazla kullanıldığından uygulamayla ilgili çalışma karakteristikleri hakkında daha çok bilgi sahibi olunması mafsal ömrünün tahmini için gereklidir. Bu araç uygulamalarında toplam ömür hesabı için yük veya görev çevrimi yapılmalıdır [1].

2.3 Şaftın Dönme Hızı

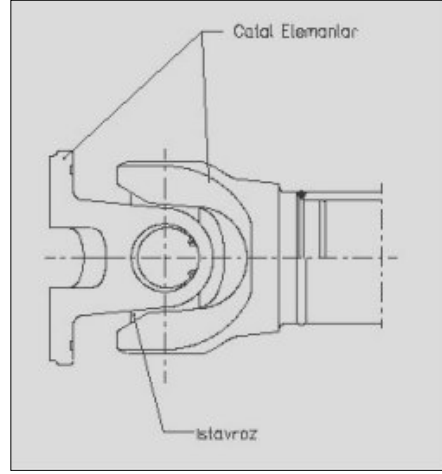
Uygulamanın şekline bağlı olarak, hareket milinin, sıfır hız ile motorun maksimum hızı arasında değişen geniş aralıklarda çalışması gerekebilir. Ayrıca, motorun ve dişli ünitesinin aşırı hızlanması sonucunda milde yüksek hızlar oluşabilir. Bununla birlikte hareket mili, güç aktarma organlarının en yüksek hızında güvenle ve sürekli çalışabilecek kabiliyette olmalıdır.

Hız yeterliliği ilkesi, hareket milinin kritik hızının transmisyonun maksimum dönme hızından büyük olmasını gerektirir. Kritik hız aralığında bir değişimin söz konusu olmaması için, yolcu araçları ve hafif kamyonlar için kabul edilmiş olan uygulama, hareket milini ve motor-dişli kutusu birimlerini, hareket milinin hızı kritik hızın %85'ine eşit ve daha küçük olacak şekilde tasarlamaktır. Orta ve ağır vasıta sınıfına giren araçlarda ise hareket milinin maksimum çalışma hızı, kritik hızının %75'ine eşit veya daha küçük olmalıdır [1].

Bu kritik hız çalışmaları ve temel bilgiler minimum boru çapını ve maksimum et kalınlığını kısıtladığı gibi, hareket milinin araca monte edilmiş durumundaki müsaade edilen maksimum uzunluğunu da sınırlar. Bu yüzden, istenen şaft uzunluğu ve mevcut araç altı mesafesi sıklıkla kullanılan tek parçalı şaftın kullanılmasına müsaade etmiyorsa, iki veya daha fazla parçalı bir şaft mevcut dingil mesafesini ve kritik hız beklentilerini karşılamak için kullanılabilir.

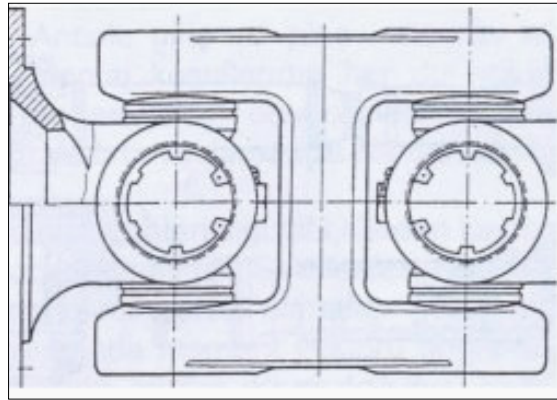
2.4 Üniversal Mafsal Açıları

Kardan mafsalı Şekil 2.1.'de görüldüğü gibi mekanizma olarak karşılıklı iki U şekilli çataldan ve bunları 90° açıyla birleştiren eksenleri birbirine dik istavrozdan meydana gelmektedir. Tahrik eden ve tahrik edilen iki sistem arasında yer alan kardan şaftı birden çok sayıda kardan mafsalına sahip olabilir. Ayrıca iletimin yapılacağı iki sistemin eksenleri arasında değişmelerin olabileceği göz önüne alınarak iki mafsal arasındaki ara milin üzerine bir kayıcı mafsal konulur.



Şekil 2.1 Kardan Mafsalı

Kardan kavraması geniş endüstriyel uygulaması olan bir kavramadır. Küçük boyutlu çeşitli cihaz ve makinalar, endüstri robotları, hafiften en ağıra kadar tekerlekli taşıtlar, hadde merdanelerinin tahriki ile ilgili güç iletim hattı örnek olarak söylenebilir. Mafsalları kaymalı ya da yuvarlanmalı (iğneli yatak ile) olan çok çeşitli, küçük boyutludan, hadde ve ağır taşıt uygulamaları için büyük boyutlara kadar konstrüktif yapısı farklı çeşitli türleri vardır. Ara milin boyu pratik olarak sıfırlanarak iki mafsallın yan yana bağlanmasıyla çift mafsal tasarımı yapılarak eksenleri kesişen iki yakın mil arasında düzgün hareket iletimi sağlanabilir. Şekil 2.2.'de bu tip bir çift mafsal gösterilmiştir.



Şekil 2.2. Çift Kardan Mafsalı

Hareket mili universal mafsalları değişken moment değeri ve çalışma şartlarında belirli bir açısal aralıkta, istenmeyen ve zararlı olabilecek etkilere yol açmadan görev

yapabilmelidir. Hareket mili mafsalı gerçek çalışma açıları bir bilgisayar analiz uygulamasıyla veya bir yerleşke çalışmasıyla tespit edilebilir.

Bir yerleşke çalışmasıyla veya bilgisayarda yapılacak bir etüt çalışmasıyla, üniversal mafsalin merkezini, gerçek mafsal açılarını veya arka aksın her pozisyonu için hareket milinin ekstenel ilerlemesini bulmak mümkündür. Ayrıca bu uygulamadan, hareket milinin çalışma bölgesi belirlenerek sağlanması gereken araç altı mesafe ortaya çıkarılabilir. Üzerinde çalışılan uygulamanın gerekliliklerinden ortaya çıkan değişken maksimum mafsal açılarının belirlenmesi üniversal mafsalların tasarımında büyük öneme sahiptir. Mafsal elemanlarının (çatalların) birbirleriyle çakışması, anlık uç açılarda çalışırken mafsal bozulmalarına sebep olabilir.

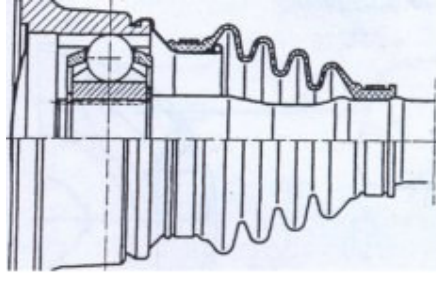
Hareket mili üniversal mafsalının sürekli veya normal çalışma açılarının ve bu açıların birbirilerine eşit olmadığı durumlarda bu açıların rölatif değerlerinin müsaade edilebilir büyüklüğü, en ideal hareket mili geometrisini belirleyebilmek için ayrı ayrı incelenmelidir.

Kardan mafsalı kinematik açısından iki sınıfa ayrılabilir:

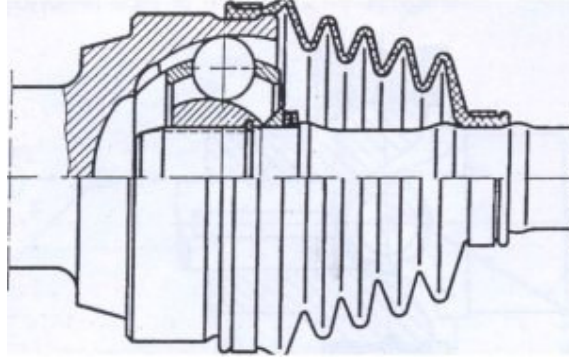
1. Sabit Hız Kavraması (Constant Velocity : CV)
2. Değişken Hız Kavraması (Non Constant Velocity)

Uygulama parametrelerine bağlı olarak, sabit ve değişken hız tipi mafsalların ikisi de özel tasarımları ve fonksiyonel özellikleri nedeniyle sürekli çalışma açıları üzerinde sınırlamalara sahiptir. Bu çalışmada, değişken hız tipi kardan mafsalı üzerinde durulacaktır.

Sabit hız kardan mafsalı (CV Joint) , eksenleri kesişen miller arasında kullanılır ve özellikle taşıt tekniğinde geniş uygulama alanı bulmuş bir kardan mafsalı çeşididir.Şekil 2.3 ve Şekil 2.4 'te bu tip mafsallar gösterilmektedir.

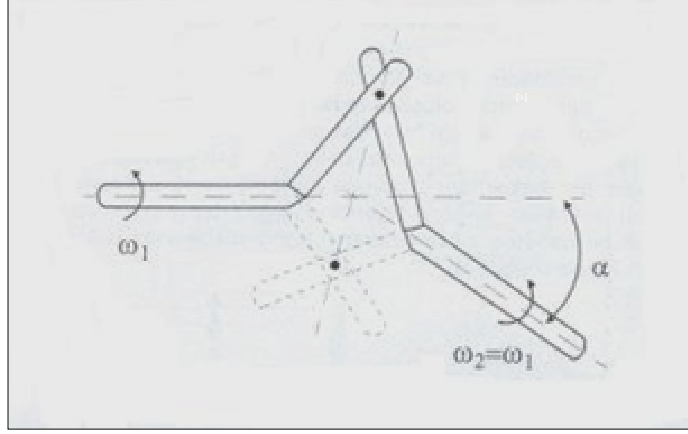


Şekil 2.3 Sabit Hız Mafsalı



Şekil 2.4 Sabit Hız Mafsalı, Flanşlı Bağlantı

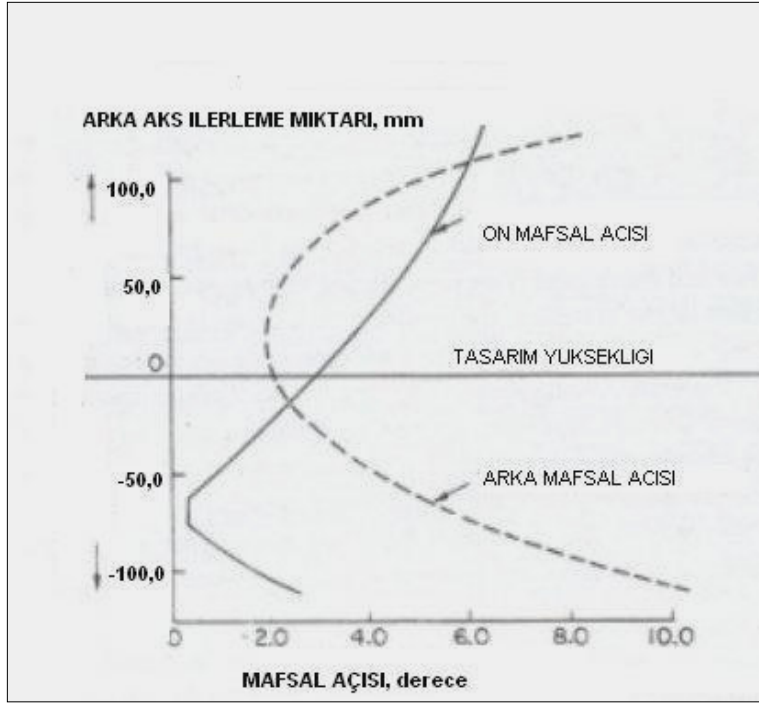
Sabit hız mafsalı, karmaşık gibi gözükken yapısına karşılık çalışma prensibi oldukça basittir. Uçlarında Şekil 2.5.' te görüldüğü gibi eğik çubuk şeklinde çıkıntılar bulunan iki milden biri döndürüldüğünde diğeri de dönecektir. Millerin açılma hızlarının eşit olduğu basit bir inceleme ile anlaşılabilir. Çubukların temas noktası, kesişen mil eksenlerinin açıortay düzleminde kalacaktır. Temas noktasının yer değiştirmesi sonucu oluşacak aşınmayı ve sürtünme kaybını azaltmak için gerçek kavramada bilyalar kullanılarak kayma sürtünmesi yerine yuvarlanma sürtünmesi oluşturulmuş, ayrıca temas noktası sayısı artırılarak momentin bir kaç temas noktası arasında paylaşılması sağlanmıştır. Yük taşıyan temas noktası sayısı bilya sayısının yarısıdır. İki milli, tek kavramalı kullanım olabileceği gibi birbirinden uzak iki mil arasında bir ara mil yardımıyla iki kavramalı kullanım da yaygındır. Bu durumda giriş ve çıkış millerinin eksenlerinin aynı düzlemde olması şart değildir. Örnek olarak, önden çekişli taşıtların tekerleklerinin tahrikindeki iki aykırı eksenli mil arasındaki bağlantı bu kavramanın sayı olarak en fazla kullanıldığı uygulamadır. İki mil arasındaki açı tek kavrama için 40° ye kadar olabilir.



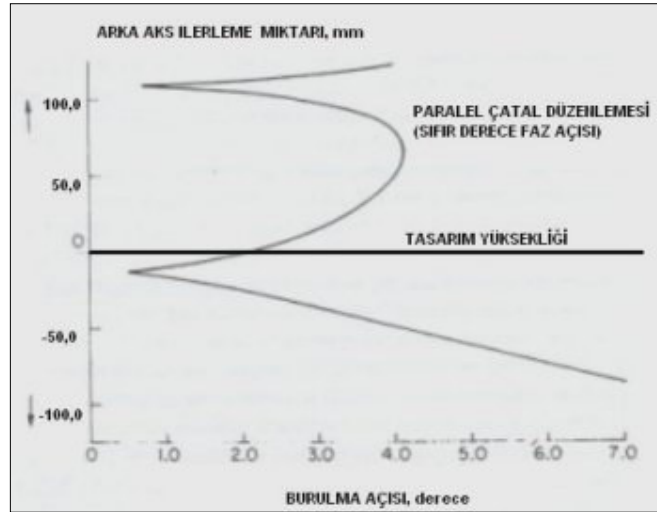
Şekil 2.5. Sabit Hız Mafsalının Çalışma Prensibi

Kardan mafsalı araç hareket millerinde sıklıkla kullanılır ve sabit olmayan hareket özelliğinden dolayı, gerçek mafsal açılarının normal çalışma şartlarındaki maksimum değeri sınırlandırılmalıdır. Bu sınırlandırma, bazı zararlı ve istenmeyen etkilerin kontrolü için gereklidir. Bu zararlı etkiler çoğunlukla kardan mafsalının hareket mili ve diğer yataklama elemanları üzerine etki eden ve değişken olan hareketi ile oluşan burulma, eylemsizlik ve “ikincil çift “ kuvveti ile ilgilidir.

Belirli bir arka aks hareket aralığı için, tipik bir yolcu aracı tek parçalı hareket milinde ön ve arka mafsal açıları Şekil 2.6 ‘ da gösterilmektedir; ayrıca Şekil 2.7 burulma eş açılarını göstermektedir. Yerleşkeler ve bilgisayar analizi yoluyla eylemsizlik eş açıları, ikincil çift kuvvetleri gibi diğer kinematik karakteristiklerin belirlenmesi de mümkündür.



Şekil 2.6 Ön ve Arka Mafsalsal Açıları [1]



Şekil 2.7. Burulma Eş Açıları [1]

2.5 Burulma Titreşimi

Kardan mafsalinın yarattığı ve herhangi bir zarara yol açmayıp kabul edilebilir olan burulma eksitasyonu (titreşimi) , hareket milinde yer alan yataklama elemanları (ara yatak vs.) ve diğer parçaların yapısına ve şaftın çalışma hızına bağlıdır. Deneyimler göstermiştir ki, bu yapıdaki bir burulma eksitasyonu, herhangi bir sürekli çalışma pozisyonu ve hızında, maksimum yaklaşık 400 rad/s^2 açısal ivmenin altında ise, kardan şaftı, genel olarak, titreşim oluşturmayacak ve memnuniyet verici şekilde çalışacaktır [1].

2.6 Atalet Titreşimi

Bu eksitasyon, sabit karakterli olmayan hareket süresince hızlanan kardan şaftının ataletinin oluşturduğu değişken moment yükleri tarafından meydana getirilir. Küçük araçlar bu tip eksitasyonlara ve yarattığı zararlara karşı daha hassastır. Oldukça uzun ve göreceli olarak büyük şaft ataletine sahip olan binek aracı ve hafif kamyonet kardan şaftı için, kabul edilebilir eksitasyon seviyesi herhangi bir sürekli çalışma pozisyonu için yaklaşık olarak maksimum 1000 rad/s^2 'lik açısal ivme değerinin altında tutulmalıdır. Çok parçalı kamyon şaftlarında sık sık görüldüğü gibi, şaft ataleti göreceli olarak küçük olduğunda, maksimum açısal ivme 2000 rad/s^2 'ye yükseltilmelidir. Diğer bazı uygulamalarda, bu atalet eksitasyon sınırı aşırı zarara yol açmadan daha da artırılabilir.

Kabul edilebilir maksimum ivmelenme değerinin 1000 rad/s^2 olduğu pek çok kardan şaftı uygulaması için, Tablo 2.1 müsaade edilen mafsallık çalışma açılarını belirlemede yol gösterebilir. Bu tabloda belirtilen açılar ve hızlar tek parçalı, eşit açıda iki mafsallı kardan şaftı için sürekli çalışma şartlarıdır.

Tablo 2.1. Müsaade Edilen Mafsal Çalışma Açılıarı

<u>Şaft Hızı, d/d</u>	<u>Maksimum Çalışma Açısı</u>
5000	3° 30'
4500	3° 50'
4000	4° 20'
3500	5° 00'
3000	5° 45'
2500	6° 55'
2000	8° 40'
1500	11° 30'

2. 7 İkincil Çift Eksitasyon (Titreşim) Sınırları

Moment yönündeki açısal değişimin üniversal mafsalın tahrik eden ve edilen elemanları üzerinde yarattığı eğilme momentidir. Momentin ve mafsal açısının fonksiyonudur. Değişken hız tipindeki üniversal mafsalda tahrik eden tarafta yer alan elemanlardaki eğilme momenti, her dönüş için iki kere, sıfırdan maksimuma salınım yaparken, tahrik edilen tarafta eşzamanlı olarak maksimumdan sıfıra doğru azalır. Sabit hız mafsalında, mafsalın her dönüş pozisyonu için tahrik eden ve edilen taraftaki eğilme momenti sabittir.

Bu eksitasyon çeşidi, belli bir açıda moment ileten kardan mafsalı tarafından oluşturulur. İkincil çiftler şaftın yataklama elemanları etrafında etki eder ve herbir dönüşte iki çevrimlik frekansı olan salınım kuvveti ile bir statik kuvvetin toplamına eşittir. Eksitasyonun şiddeti, iletilen momente, mafsal açısına, ara yatakların arasındaki mesafeye ve mafsal çatallarının faz durumuna bağlıdır.

Tipik bir üç mafsalı, iki parçalı kardan şaftında, orta kısımda bulunan bir ara yatak, bu tip eksitasyona karşı oldukça hassastır, çünkü oldukça iyi tanımlanmış bir çınılama frekansına sahiptir. Salınım kuvveti şaftın her dönüşü için iki kere olduğundan, ikincil çift kuvvetler çınılama (rezonant) frekansının yarısına eşit bir şaft dönme hızında ikaz edecektir.

2.8 Uzunluk Değişimi

Hareket milindeki uzunluk değişimleri ve eksenel ilerleme, bir uygulamadaki montaj ve demontaj sırasında gerektiği gibi, değişken çalışma ve yükleme şartları süresince de gereklidir. Bu uzunluk değişimleri aracın tolerans değerini yakalaması ve sıcaklık değişimlerinin etkisini telafi etmek için gereklidir.

Uzunluk değişimlerini kesin bir şekilde belirleyebilmek için, hareket milinin dinamik çalışma şartları bir bilgisayar programı ile simüle edilebilir. Yüksek momentler hareket miline uygulandığında, pek çok parçasının başlangıçtaki statik pozisyonundan başka bir yere ötelenmesine neden olur. Hareket milinin dinamik çalışma pozisyonu, doğru çalışma pozisyonunun (doğru mafsal açıları ve uzunluğu) tahmin edilebilmesi için gereklidir.

2.9 Boşluklar

Değişken çalışma ve yükleme şartları altındaki bir uygulamada, hareket mili için eşit boşluklar bulunmalıdır. Tipik bir binek aracında, egzoz sistemi, fren kontrol kabloları gibi engel teşkil edebilecek araç altı parçalar için hareket milinin kapsadığı alanda gerekli boşluklar yaratılmalıdır. Bu sınır alan, üniversal mafsalın dönme çapına, boru ve şafta bağlı titreşim kontrol cihazlarına göre belirlendiği gibi, süspansiyon ilerlemesine ve diferansiyelin aşağı ve yukarı yönde yaptığı harekete göre de tanımlanır. Egzost sistemi gibi parçalar üzerindeki boşlukların toleransı başlıca, kullanılabilir alana bağlıdır. Egzost sisteminin, yüksek sıcaklığından dolayı, mümkün olan en uzak yerde bulunması her zaman istenen bir durumdur.

Belirli bir uygulamada, hareket milinin ulaşabileceği en yüksek hız, şaftın kritik hızına bağlı olarak belirlenir. Bu kritik hız sınırı, minimum boru çapını ve maksimum et kalınlığını olduğu kadar, şaftların yükleme durumundaki müsaade edilebilir uzunluğunu da sınırlar. Daha önce de belirtildiği gibi, kardan şaftı bir sınır alan içinde hareketini sürdürmeli ve bu alan gerekli araç altı boşlukları yaratmalıdır.

Araç altı boşluk sorununu giderebilmek için, kritik hızın küçük bir etkisinin olduğu şaftın bazı bölgeleri boyunca boru çapı düşürülebilir. Bu işlem, boru kalınlığının şaft burulma dayanımını tehlikeye düşürmemesi şartıyla uygulanabilir. Uç ve uca yakın kısımlarda, kritik hız üzerindeki etki az olduğundan, binek araçlardaki genel uygulama borunun iki

ucunu bzmektir. Böylelikle, gereken boşluk sağlanmış ve uygulamanın moment ve hız beklentileri karşılanmış olur.

2.10 evre

Hareket mili, uygulamanın gerektirdiği bazı zorlu şartlarda da çalışabilmelidir. Bu durum, sürekli şartlarda yağlayıcı maddenin bozulmadan korunması zorunluluğu getirdiği gibi, niversal mafsal, kayıcı ünite, arayatak gibi hayati komponentlerin de bozulmadan görevlerini yerine getirebilmesini gerektirir.

Bu hareket mili komponentleri üzerinde çoğunlukla elastomerden yapılan veya kısmi elastomer içeren sızdırmazlık elemanları bulunur. Bu hayati elemanlar, toz, kum, çamur ve diğer yabancı maddeler, sıcaklık, nem, tuz, ozon gibi zararlı ve tahrip edici evre şartlarına dayanmalıdırlar. Bu evresel şartlardan, araç altını çevreleyen ve özellikle niversal mafsal civarında ölçülen sıcaklık değerinin, hareket milinin ömrü için gerçek mafsal sıcaklığı kadar önemli olduğu saptanmıştır.

Geleneksel kardan ve çift kardan mafsallarının kullanıldığı araçlarda, en yüksek mafsal sıcaklığı çoğunlukla şanzıman çıkış miline ve en arkadaki diferansiyel miline direkt olarak bağlanan atal elemanlarında oluşmaktadır. Genelde, yüksek hızlı yol sürüşü, yüksek mafsal yatağı ve araaltı sıcaklıklarına yol açmaz. Örneğin, kalabalık bir trafikte oluşan sıcaklık çoğunlukla daha yüksektir. Ayrıca, motor sürekli bir çalışma sürecinin ardından durdurulduktan hemen sonra, kısa bir süre için yüksek bir sıcaklık artışı gerçekleşebilir. Bu yüzden, uygulamaya bağlı olarak, eğer aşır yüksek sıcaklıklar ve diğer olumsuz çevresel şartlar mevcutsa, ilgili parçalar üzerinde özel sızdırmazlık elemanı malzemeleri ve yağlarının kullanılması gerekir.

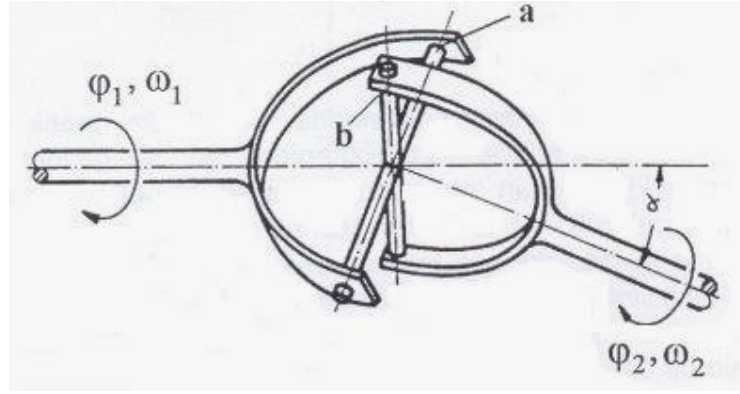
2.11 Tasarım ve İmalat

Hareket mili, temel fonksiyonlarını yerine getirebilmesi ve hesaplanan ömrü boyunca beklentileri karşılayabilmesi için, önceden belirlenen spesifikasyonlar doğrultusunda tasarlanıp imal edilmelidir. Örneğin, yüksek hızda çalışan bir kardan şaftı, titreşimin zarar verici istenmeyen boyutlara ulaşmasını önlemek için dinamik olarak dengelenmelidir. Tolere edilebilen balanssızlık değeri, kardan şaftının uç yataklamasının hassasiyetine bağlıdır.

Kardan şaftının dengelemesi, şaft ağırlığı, düzgünlüğü, boru ovalliği ve boşlukları etkileyen ölçülerin kontrolünün fonksiyonudur. Bu yüzden, iyi bir tasarım ve imalat kalitesi, dinamik dengeyi yakalamak açısından önemlidir.

3. KARDAN MAFSALININ KİNEMATİĞİ

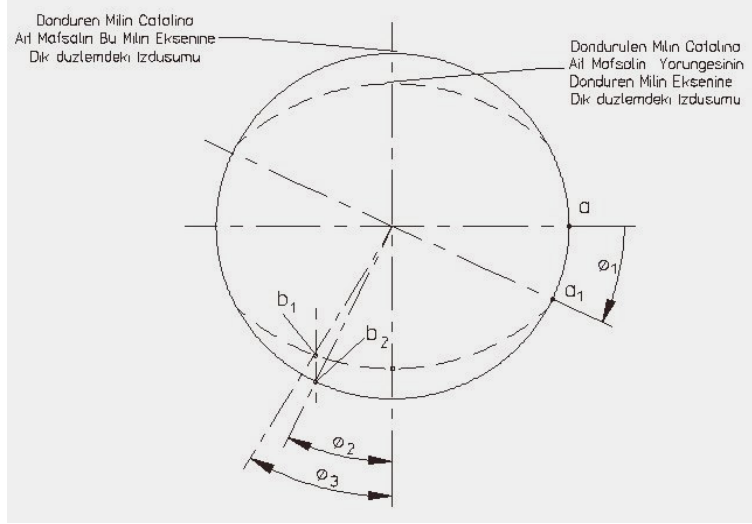
Şekil 3.1.' de basitçe gösterilmiş bir kardana kavraması kinematik olarak incelendiğinde döndüren mil sabit w_1 açısal hızı ile dönerken ikinci milin açısal hızının (w_2) dalgalandığı, yani w_1 / w_2 oranının sabit olmadığı görülecektir [2].



Şekil 3.1 Şematik Olarak Kardana Kavraması

Şekil 3.1. 'e göre, ϕ_1 ve ϕ_2 sırasıyla döndüren ve döndürülen millerin açısal dönme miktarları, w_1 ve w_2 ise açısal hızlarıdır. α ise mafsal açısıdır.

Şekil 3.2 dikkate alındığında döndüren mile ait mafsal a noktasında iken diğer mile ait mafsalın iz düşüm düzlemindeki yeri 90° ileride olmak üzere b noktasındadır. Birinci mil ϕ_1 açısı kadar döndüğünde mafsal a' dan a1' e gelir. b 'deki mafsal ise iz düşüm düzlemindeki b1 noktasına gelecektir. Bu mafsalın kendi hareket düzlemindeki yeri ise b2 'ye karşılık gelir ve gerçek dönmesi ϕ_2 kadardır.



Şekil 3.2 Kardan kavramasında Döndüren ve Döndürülen Kısımlar tarafından Taranan Açılar

ϕ_1 ve ϕ_2 arasında,

$$\tan \phi_2 = \tan \phi_1 \cos \alpha \quad (3.1)$$

ilişkisi yazılabilir. İki milin eşit zaman aralığında eşit açılar taramadığı görülmektedir.

Denklemin her iki tarafının zamana göre türevi alınır,

$$\left(\frac{d\phi_2}{dt} \right) \left(\frac{d \tan \phi_2}{d\phi_2} \right) = \left(\frac{d\phi_1}{dt} \right) \left(\frac{d \tan \phi_1}{d\phi_1} \right) \cos \alpha \quad (3.2)$$

$$\left(\frac{d\phi_2}{dt} \right) \left(\frac{1}{\cos^2 \phi_2} \right) = \left(\frac{d\phi_1}{dt} \right) \left(\frac{\cos \alpha}{\cos^2 \phi_1} \right) \quad (3.3)$$

elde edilir. $d\phi_1 / dt = w_1$ ve $d\phi_2 / dt = w_2$ olduğuna göre düzenleme ve basitleştirmenin sonunda,

$$w_2 / w_1 = \cos \alpha / (1 - \sin^2 \alpha \sin^2 \phi_1) \quad (3.4)$$

bağıntısı bulunur [2]. Bu bağıntıdan,

$$\phi_1 = 0 \text{ ve } \pi \text{ iken} \quad (w_2 / w_1)_{\min} = \cos \alpha$$

$$\phi_1 = \pi/2 \text{ ve } 3\pi/2 \text{ için} \quad (w_2 / w_1)_{\max} = 1 / \cos \alpha$$

olduğu görülecektir. Döndüren ve döndürülen miller tarafından taranan açılar arasındaki fark ve açısal hızlar oranı Şekil 3.3 'te α açısına bağlı olarak yarım dönüş için verilmiştir. Birinci milin sabit açısal hızla dönmesi durumunda, ikinci milin hızı bir dönüşte iki maksimum ve iki minimumdan geçer. Bu değişimin frekansı milin dönme hızının (frekansının) iki katıdır. Açısal hızdaki bu değişim harmonik olmamakla birlikte bir benzerlik söz konusudur.

Düzensüzlüğün α açısına bağlı olduğu görülmektedir. Boyutsuz olarak tanımlanacak bir düzensüzlük sayısı için

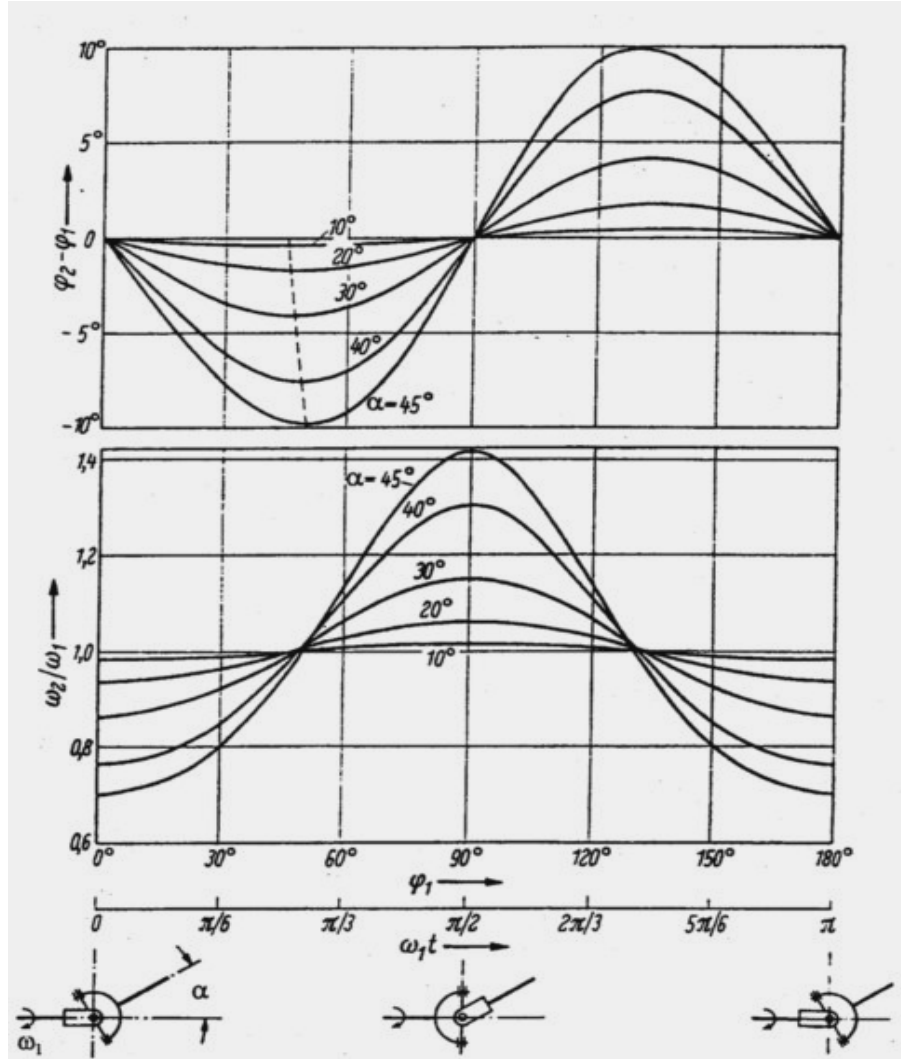
$$\delta = (w_{2\max} - w_{2\min}) / w_1 = \sin^2 \alpha / \cos \alpha = (1 / \cos \alpha) - \cos \alpha \quad (3.5)$$

yazılabilir[2]. Kardan kavraması ile yapılan bağlantıdaki bu düzensüzlük sistemin dinamiğine de yansıtacaktır.

Bağıntıda w_1 açısal hızının sabit olduğu varsayıldığında ikinci milin açısal ivmesi

$$\varepsilon_2 = dw_2 / dt = w_1^2 [(\sin 2\theta_1 \sin 2\alpha \sin \alpha) / 2 (1 - \sin^2 \alpha \sin^2 \theta_1)^2 \quad (3.6)$$

olacaktır.



Şekil 3.3 1 Numaralı Milin w_1 sabit açısai hızı ile dönmesi durumunda, eksenler arasındaki α açısına bağılı olarak, 2 numaralı milin w_2 açısai hızı ile $(\phi_2 - \phi_1)$ dönme açıları farkının yarım dönüş için zamana göre değişimi [2].

Döndürülen tarafın kütlelel eylemsizlik momenti J_2 ile gösterildiğinde $\epsilon_2 J_2$ büyüklüğünde bir kütlelel döndürme momenti söz konusu olacaktır. Bu moment sistemin dinamiğine yansır.

Dönüş hızının çok küçük olduğunu ya da ikinci milin eylemsizlik momentinin çok küçük olduğunu varsayalım. Bu durumda $\epsilon_2 J_2$ momenti çok küçük olur. Bu durumda bile ikinci mildeki döndürme momentinde bu milin açısai hızının değişiminin bir sonucu olarak açısai hızdakine benzer bir dalgalanma vardır. Mafsallardaki sürtünme kayıpları ihmal

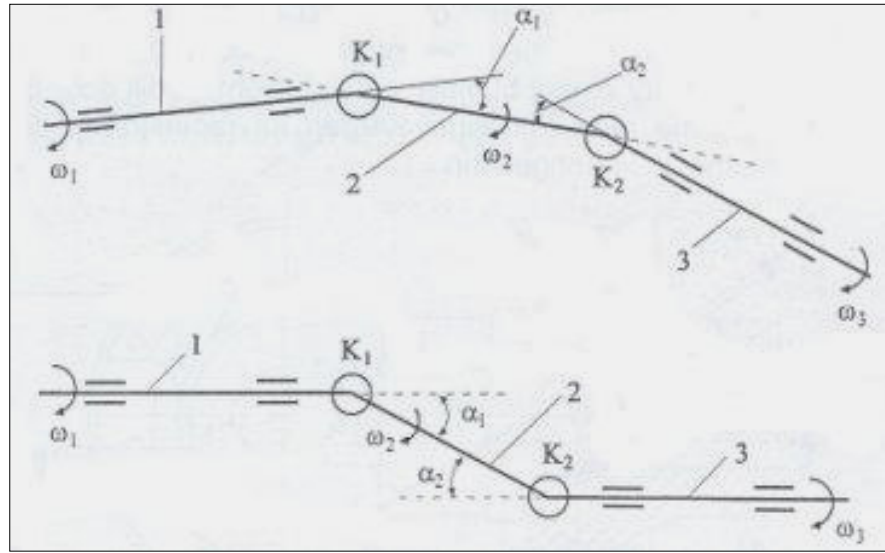
edilirse, ki iletilen enerjiye göre bu kayıplar çok küçüktür, giren ve çıkan enerjinin eşit olması koşulundan hareketle $w_1 M d_1 = w_2 M d_2$ yazılabilir. Buradan,

$$M d_2 = M d_1 (1 - \sin^2 \theta_1 \sin^2 \alpha) / (\cos \alpha) \quad (3.7)$$

bağıntısı elde edilir. Doğal olarak, ikinci milin açısal hızının maksimum olduğu anda döndürme momenti minimumdan geçer [2].

3.1 Kardan Kavramasının Seri Olarak Bağlanması

Kardan kavraması nedeniyle ikinci milde ortaya çıkan kinematik düzgünsüzlük uygun montaj koşulları ile ikinci bir kardan kavraması kullanılarak giderilebilir ve Şekil 3.4.' te görülen üç milli, iki kardan kavramalı çözümler ortaya çıkar.



Şekil 3.4 Üç Milli, İki Mafsallı Kardan Şaftı

Uygulamaların hemen hemen tamamında bu durum söz konusu olur. Genel olarak giriş ve çıkış millerinin eksenlerinin aynı düzlem üzerinde olma koşulu da yoktur. Montaj koşulları yerine getirilirse, $w_1 = w_3$ olacaktır. Giriş mili 1 numaralı mil, çıkış mili 3 numaralı mil, ara mil 2 numaralı mil olmak üzere özet olarak aşağıdaki iki koşul yerine getirilmelidir:

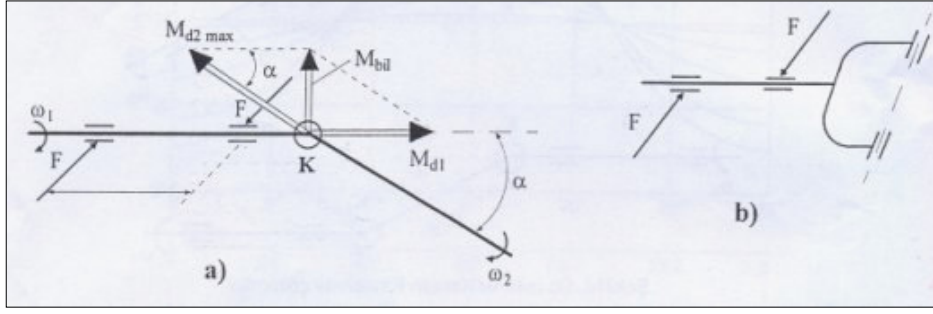
1. Ara milin ekseni 1 ve 3 millerinin eksenlerini eşit açılarda kesmelidir; yani $\alpha_1 = \alpha_2$ olmalıdır.

2. K1 mafsallının ara mile takılı çatalının mafsallarının ekseni 1-2 düzlemindeyken K2 mafsallının ara mildeki çatalının mafsall ekseni 2-3 düzleminde olmalıdır.

İkinci koşul 1 ve 3 millerinin, dolayısıyla üç eksenin de aynı düzlemde olması durumu için basitçe şu hali alır: “ ara milin ucuna takılı mafsall çatalları aynı düzlemde bulunmalıdır”. Birçok uygulamada giriş ve çıkış millerinin eksenleri arasındaki açı kullanım sırasında değişir. Bu durumda bile eksenleri aynı düzlemde bulunan miller için montaj koşullarının her an için sağlanması zor değildir.

Aykırı eksenli iki mil arasında da kardan mafsall ve bir ara mil kullanılarak bağlantı sağlanabilir. Ancak, giriş ve çıkış millerinin karşılıklı konumlarının zaman içinde değişmesi ile montaj koşullarının her durum için sağlanması mümkün olmaz. Örnek olarak, önden çekişli otomobillerin tekerleklerinin tahrikinde böyle bir durum söz konusu olur ve bu uygulama için kardan mafsall kullanılamaz.

Şekil 3.5.' te şematik olarak gösterildiği gibi kardan kavraması ile bağlanmış millerden biri iyi bir şekilde yataklanmalıdır. Şekillerden, ara milin diğer iki mil tarafından taşındığı ve yataklanmasına gerek olmadığı görülmektedir. Hareketin bir milden diğerine aktarılması sırasında moment vektörü doğrultu değiştirdiğinden mafsalla etkileyen momentler millerde eğilme etkisi doğurur. Şekil a 'da gösterilen bileşke moment, millerde eğilme etkisi yaratır. Şekil 3.5a 'da kardan mafsall ile bağlı iki milde, çıkış momentinin maksimum olduğu andaki durum çizilmiştir. M_{bil} ile gösterilen bileşke vektör yataklara gelen bir kuvvet çifti ile dengelenir. Bu kuvvet çifti, çatalın bulunduğu düzlem içindedir (Şekil 3.5b).Çatalla birlikte dönen kuvvetlerin büyüklüğünde de bir miktar değişim olur. İkinci milde de (üç milli sistemlerde ara milde) burulmaya ek olarak eğilme momenti de söz konusudur. Millerde eğilme etkisi yaratan bu moment vektör olarak bu milin çatal düzlemine dik doğrultudadır. Ara milin bir ucuna gelen eğilme momenti ikinci kardan mafsallından dolayı oluşan ters yöndeki eğilme momenti ile dengelenir.



Şekil 3.5 Kardan Mafsalında Bileşke Vektör ve Yataklara Gelen Kuvvetler

Ara milde oluşan kinematik düzgünlüğü ve bunun dinamik sonuçlarını sınırlı tutabilmek için nispeten yüksek hızlarda α açısı sınırlı olmalıdır. Uygulamaların büyük kısmında bu açı 15° 'nin altında kalır. Bununla birlikte, yavaş dönen miller için 35° 'ye, özel olarak şekillendirilmiş mafsallar ile 45° 'ye kadar çıkabilir. Böyle bir çift kavrama ile, giriş ve çıkış milleri arasındaki 90° 'lik bir açıda bile bağlantı sağlanabilir. Dinamik etkileri azaltmak amacıyla ara millerin içinin boş yapılması, böylece kütsel eylemsizlik momentinin küçük tutulması, orta ve nispeten yüksek hızlı millerde yaygın bir uygulamadır [2].

4. KARDAN ŞAFTI HASAR ANALİZİ

4.1 Giriş

Kardan şaftı çok sayıda hareketli elemana sahiptir ve bu elemanlar hareket ve moment iletimi esnasında karmaşık kuvvetlerin etkisi altında kalmaktadır. Buna göre kardan mafsalinın konstrüktif özelliğine bakıldığında üç temel hasarın oluşabileceği ortaya çıkmaktadır. Bunlar, aşırı yüklemekten oluşabilecek hasarlar, sistemin yapısından kaynaklanan hasarlar ve yüzey aşınmasından dolayı oluşan hasarlardır [3].

4.2 İletilen Hareket ve Momente Bağlı Olarak Kardan Şaftı Üzerine Etkiyen Momentler

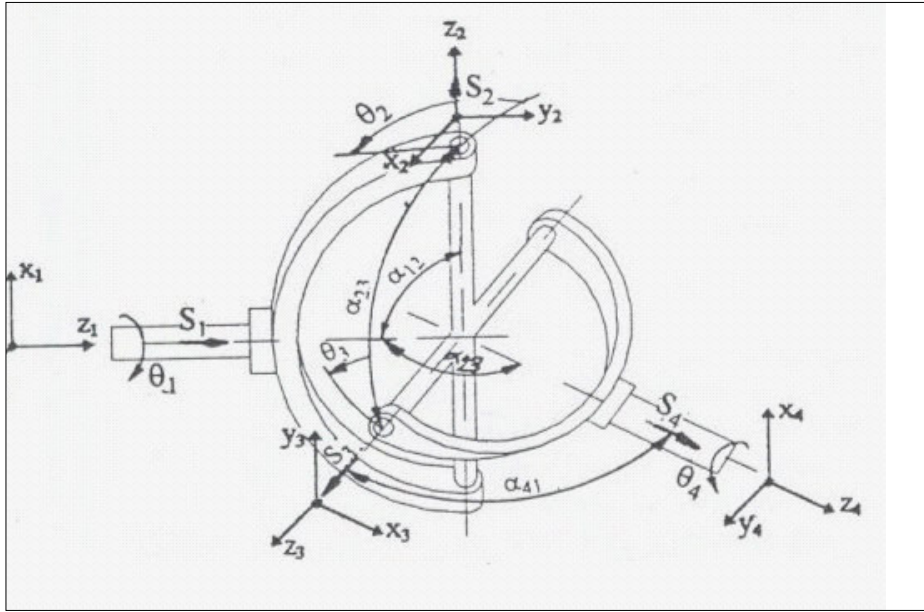
Kardan şaftı elemanlarına etkiyen kuvvetleri iletilen momente bağlı olarak ifade edebiliriz.

Şekil 4.1 'de şematik olarak gösterilen bir kardan mafsala bağlı tahrik eden ve edilen miller arasında α kadar bir sapma açısı olduğu göz önüne alınırsa giriş ve çıkış millerinin açısal hızları arasındaki oran, (3.4) numaralı denkleme göre,

$$w_2 / w_1 = (\cos \alpha) / (1 - \sin^2 \theta_g \times \sin^2 \alpha) \text{ idi.}$$

Buna göre sürtünmeler ilave edilip enerji dengesi yazıldığında, çıkış momenti (3.7) numaralı eşitlikten yola çıkılarak,

$$M_2 = M_1 [(1 - \sin^2 \theta_1 \times \sin^2 \alpha) / \cos \alpha] \text{ olarak bulunmuştu.}$$



Şekil 4.1 Tipik Kardan Mafsalı

Bu eşitliğe göre kardan mafsasında sabit bir giriş momenti olmasına rağmen α mafsıl açısının etkisinden (sistemin kinematik yapısından) dolayı çıkış momenti θ_2 açısının 0 ve $\pi/2$ değerleri için, $(M_1 / \cos \alpha)$ 'da azami, $(M_1 \times \cos \alpha)$ 'da ise asgari değerlerde olmaktadır. Çıkış milinin açısal hızının değişimine bağlı olarak çıkış miline bağlı kütlelerin M_2 momentinin etkisi altında titreşim yapacağı görülmektedir [3]. M_2 momentinin bir kısmı çıkış miline bağlı sisteme harcanırken geriye kalanı çıkış miline bağlı kütlelerin titreşimine harcanacaktır.

Bu eşitlikler incelendiğinde kardan şaftında oluşacak kuvvet ve momentler genel olarak şöyle listelenebilir:

- Şaft ara milinde iletilen momente bağlı olarak burulma gerilmesi meydana gelir.
- Ara mili üzerindeki kayar mafsallın dişlerinde yüzey basıncı oluşur.
- İstavroz üzerinde eğilme ve kayma gerilmeleri oluşur.
- Çatallarda eğilme ve kayma gerilmeleri oluşur.
- Çatal ile istavroz muyluları arasında bulunan yataklarda (iğneli veya kaymalı) ise radyal kuvvetler oluşur.

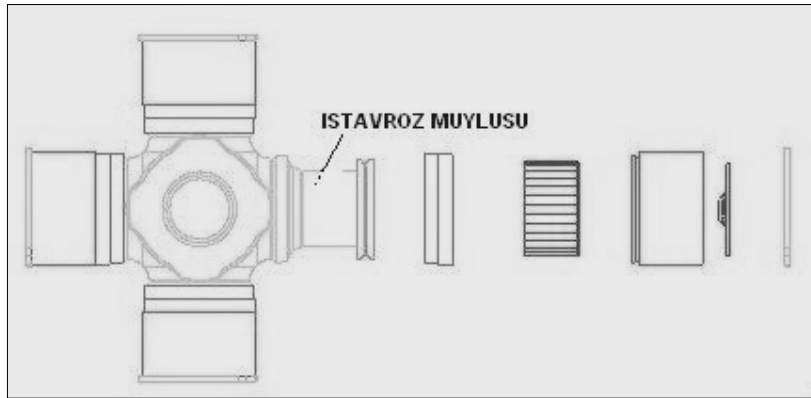
Burada sıralanan etkiler genel ifadeler olup sistem elemanları üzerindeki kuvvet ve moment dağılımı daha detaylı incelendiğinde istavroz muylusu ile çatal arasındaki yatak ekseninde aksenal kuvvetlerin de var olduğu görülmektedir [3]. Kardan mafsali ile aramilin bağlantısı yapılırken kütlelerin ağırlık merkezi ile sistemin ağırlık merkezinin aynı eksen üzerinde olmaması, yani bu iki eksen arasında z kadar bir farkın olması durumunda çataldaki iğneli yatak eksenine merkezkaç kuvvetinden dolayı ek bir kuvvet etki edecektir. Şekil 4.2.'deki istavrozun iki muylusuna A ve B dersek, bu kuvvetleri basit olarak şöyle ifade edebiliriz:

A muylusunun çataldaki yatak eksenine uyguladığı kuvvete F_a dersek;

$$F_a = m \omega^2 \sin \gamma \quad (4.1)$$

B muylusunun çataldaki yatak eksenine uyguladığı kuvvete F_b dersek;

$$F_b = m \omega^2 z \cos \gamma \quad (4.2.)$$



Şekil 4.2 Kardan Mafsali Istavroz ve Diğer Mafsal Elemanları

Burada m , sistemin eksenden kaçık olan kütle miktarı, ω şaftın açısal hızı, z eksenler arası fark ve γ ise kaçık eksenin istavroz merkezine göre x eksenine yaptığı açı miktarıdır. Yukarıda tanımlanan (4.1.) ve (4.2.) eşitlikleri tek bir mafsal içindir. Diğer mafsallar için de aynı metot uygulanabilir.

4.3 Aşırı Yüklemeden Oluşabilecek Hasarlar

Aşırı yükleme, sistemde iletilmek istenen momentin şafta ait parçaların emniyetli moment sınırını aşması durumundaki yükleme halidir. Bu da genellikle ani yüklemelerden kaynaklanmaktadır. Bir iş makinesinin veya bir aracın ani olarak hareketinin tersi yönde harekete geçirilmesi, örneğin; geri hareket eden bir taşıtın ileri hareket edecek biçimde tahrik edilmesi gibi. Bu durum makinenin diğer bütün elemanlarının aşırı yüklenmesinin yanı sıra moment iletiminde kullanılan kardan şaftında da aşırı yükleme oluşturacaktır. Burada aşırı yüklemenin değeri, sistemin kütlesi ve ivmelenme değeri ile belirlenir. Kardan şaftında aşırı yükleme ile burulma zorlanmasından dolayı; ara milinde kayma gerilmesi, yine ara mili üzerindeki kayar mafsalın dişlerinde yüzey basıncı ve kırılmalar, istavroz muylusu ile çatalın bağlandığı yatakta aşırı basınçtan dolayı yüzey tahribatı ve kırılmalar oluşacaktır. İstavroz muylusunda görülen aşırı yüklemeden oluşan yüzey deformasyonunda, hasarın ana sebebi aşırı yüzey basıncının oluşması ve yatak içindeki yuvarlanma elemanlarının kırılmasıdır.

4.4 Yapısal Yorulma Hasarları

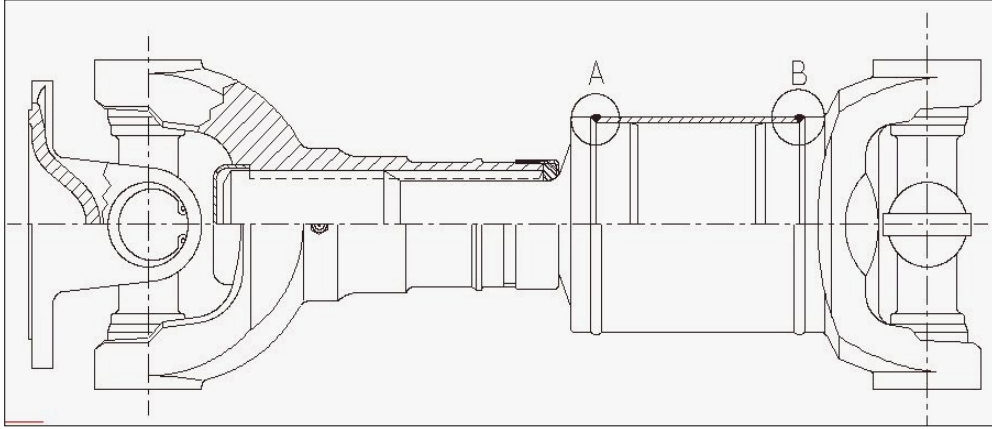
Yorulma hasarları, şaft üzerine yapılan yüklemelerden oluşan burulma gerilmesi genliklerinin, şaftın burulma mukavemeti değerlerinden düşük olması ancak uzun süre devam etmesi durumunda ortaya çıkar.

Bu durum şaftın bütün elemanları üzerinde meydana gelebilir. Yorulma hasarlarının yorulma çatlaklarından başladığı bilinmektedir. Çatlakların ilerlemesi sonucu zorlanan alan burulma zorlanmasından dolayı oluşan gerçek gerilme alanına düşene kadar tespit edilemeyebilir. Ancak bu noktaya gelindiğinde şaft elemanları yüklemeye karşı mukavemet gösteremeyip hasar oluşacak veya kırılacaktır. Diğer yandan, özellikle ara milleri, test zamanları kısa olması için laboratuvarlarda yüksek gerilmeli olarak test

edildiklerinden dolayı yorulma hasarları aşırı burulma yüklemesinin bir sonucu olarak da görülebilir [3]. Çünkü aşırı yükleme yorulma çatlaklarına neden olacaktır.

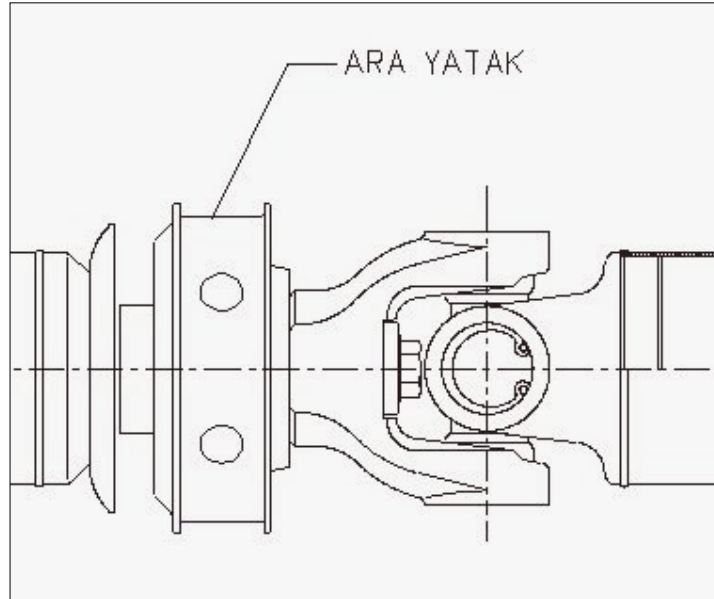
4.5 Burulma Yorulması

Kardan mafsallarında, ara milinin yapısı ve kayma elastiklik değeri ($G :N/mm^2$) ne bağlı olarak elastik deformasyon ile (deformasyon miktarı elastisite sınırını aşmadan) aşırı darbeli yüklemeler bir miktar sönmülenebilir. Ancak kardan şaftında burulma yorulmasının, moment iletiminden dolayı ağırlıklı olarak ara mili üzerinde ve Şekil 4.3' te A ve B bölgeleri olarak gösterilen ara mili ile çatalın kaynaklı birleştirme yapıldığı bölgede oluştuğu görülmektedir. Bu bölgeler burulma zorlanmasına maruz kalmaktadır. Ayrıca istavroz ve çatal kulaklarında moment iletiminden dolayı eğilmeler olup [3], bu kısımlarda eğilme yorulmaları da söz konusu olabilir. Ancak burada burulma zorlanmaları daha büyük önem taşır. Kardan mili konstrüksiyonunda mafsal çatalı ile ara mili ve ara mili ile kayar mafsal mili arasında kaynaklı birleştirme yapılır. Bu birleştirmede tam nüfuziyetin sağlanamaması, oluşacak artık gerilmeler, malzeme farklılıkları ve sertlik değerinin kaynaktan dolayı değişmesi söz konusudur. Şaftın dinamik davranışı göz önünde bulundurulduğu zaman yorulma çatlaklarının oluşması veya imalattan dolayı oluşan çatlakların ilerlemesi yorulma hasarının oluşabileceğini açıkça göstermektedir. Bu durum için mafsal çatalı ile ara milinin kaynaklı birleştirilmesinde ön ısıtma (tavlama) yapılmalı, kaynaktan sonra kaynak filmi çekilerek kaynağın nüfuziyeti incelenmeli, oluşacak artık gerilmeleri giderici (tavlama vb.) tedbirler alınmalı, mafsal çatalı ile ara mili ve kaynak dolgu (elektrot) malzemeleri aynı özellikte seçilmeli ve mümkün olduğunca homojen bir kaynak dağılımı sağlanmalıdır.



Şekil 4.3 İki Kardan Mafsallı Hareket Mili Üzerindeki Kritik Kuvvet Geçiş Bölgeleri

Diğer bir kritik bölge ise Şekil 4.4 'te gösterildiği gibi, özellikle kamyonlarda kullanılan üç mafsallı şaftlarda, ara mafsalının dengede tutulması için şasiye bağlandığı yatak kısmıdır.



Şekil 4.4 Bir Kardan Şaftı Arayatağı

4.6 Statik Hasar

Fischer ve Freudenstein'nın yapmış olduğu çalışmaya bakıldığında [3], kardan mafsalı ile moment iletiminde gerilme yığılmalarının çatallı ile istavrozun bağlantı bölgesinde olduğu görülmektedir. Dolayısıyla bu bölgede kırılma çatlaklarının daha hızlı ilerleyeceği veya statik yükleme durumu için kayma gerilmelerinin maksimum değerde olacağı açıktır. Burada gerilme yığılmalarını önlemek için malzeme miktarını arttırmak sistemin konstrüktif yapısından dolayı sınırlı olduğundan, malzemenin mekanik özelliğinde değışiklik yapmak daha uygundur.

Mafsal elemanları arasında moment aktarmadan dolayı oluşan kayma sürtünmeleri ve ara milindeki kayar mafsalin dişleri üzerinde sürtünmeler mevcuttur. Özellikle ara milin üzerindeki kayar mafsalin dişleri üzerinde dağılmış olan kuvvetlerin oluşturacağı hasarın yanı sıra, dişler üzerindeki sürtünme kuvvetlerinin büyüklüğü de göz önüne alınmalıdır. Bu kuvvetler, örneğin bir kamyonun hız kutusu ile diferansiyeli arasındaki mesafenin değışmesi sırasında bu iki birime eksenel kuvvet olarak etkiyecektir. Tabii ki burada mafsal açısı (α) bu kuvvetin şiddetini $\cos\alpha \times F_f$ olarak etkileyecektir [3]. Sürtünmeden dolayı oluşan bu eksenel kuvveti azaltmak için ara mili üzerindeki kayar mafsalin çok iyi yağlanması ve sürtünen yüzeylerin titreşim ve darbeye mukavim kaplama ile kaplanması daha uygundur.

4.7 Yüzey Aşınması

Yüzey aşınması, birbirine temasta olan ve aralarında izafi hareket bulunan iki yüzeydeki aşınma durumudur. Kardan şaftında yüzey aşınması, istavroz muylusu ile yuvarlanmalı (iğneli) yatak arasında, yine istavroz muylusu ile yatak arasındaki yağın sızmasını önleyen sızdırmazlık elemanının izafi hareketli yüzeyinde ve ara mili üzerindeki kayar mafsalin iç ve dış dişlerinin yüzeyinde oluşur. Dolayısıyla yüzey aşınması, sürtünen yüzeyler arasındaki hareket direncinin artmasına, yüksek sıcaklık oluşumuna ve titreşimlere sebep olabilir. İğneli yatak ile muylu arasında yeterli yağlamanın olmaması

sebebiyle yüksek sıcaklık oluşumu ve ardından muylu yüzeyinde yanma yani malzeme özelliğinin kaybı gerçekleşebilir.

Yüzey aşınması, yetersiz yağlamanın bir fonksiyonu olarak görülebilir. Ayrıca yatak malzemelerinin sertliği (58 - 65 HRC) de yüzey aşınmasının bir fonksiyonu olup burada pitting, brinelling ve spalling aşınmaları işletme gerilmesinin fonksiyonu olarak ortaya çıkabilir.

Bu yüzden, malzemeler, yüzeyler arası izafi hareket (yuvarlanma, kayma) ve sıcaklık artışı göz önüne alınarak seçilmelidir. İstavroz muylusu ile yatak arasındaki sürtünmeden oluşan ısı, sızdırmazlık elemanının ısı mukavemet değerinin (minimum -30°C, maksimum 120°C) üzerine çıkması sonucu sızdırmazlık elemanında hasar oluşturur. Bu durum yağlamayı olumsuz etkileyip ayrıca yatak boşluğuna dışarıdan toz ve su gibi istenmeyen maddelerin girmesine neden olup abrazif ve korozif aşınmaya sebep olacaktır.

4.8 Çalışma Ortamı ve Dış Etkenler

Kardan mafsallının ömrüne olumsuz yönde etki eden diğer etkenler; çalışma ortamı, toz, ısınma ve diğer çevre etkileridir. Bu faktörlerin hepsi, istavroz ile çatal bağlantısında kullanılan iğneli yatak ve ara mili üzerindeki kayar mafsallın temaslı olan yüzeylerini yağlamak amacıyla kullanılan yağın muhafaza edilmesi ve bu bölgelerin dış etkenlerden korunmasını sağlayan sızdırmazlık elemanlarının (keçeler) aşınmaya karşı performansına bağlıdır. İzafi hareketten dolayı yüzey sürtünmesinden oluşan ısının atmosfere taşınmaması veya iletilememesi durumunda artacak olan sıcaklık değerinin sistem değerini aşması durumunda sızdırmazlık elemanının bozulmasına sebep olacaktır. Ayrıca yatak içerisinde yağın film oluşturma kabiliyetini düşürecektir.

Sızdırmazlık elemanının performansı, malzemenin fiziksel ve kimyasal özelliğine bağlıdır. Sızdırmazlık elemanı malzemesi ile kullanılan yağın kimyasal olarak uyumlu olması gereklidir. Sızdırmazlık elemanı dış ortamlardan gelebilecek abrazif (toz, partikül v.b.) ve korozif (su, nem v.b.) aşındırıcıları engellemeli ayrıca kendisi de bu etkenlere karşı mukavim olmalıdır.

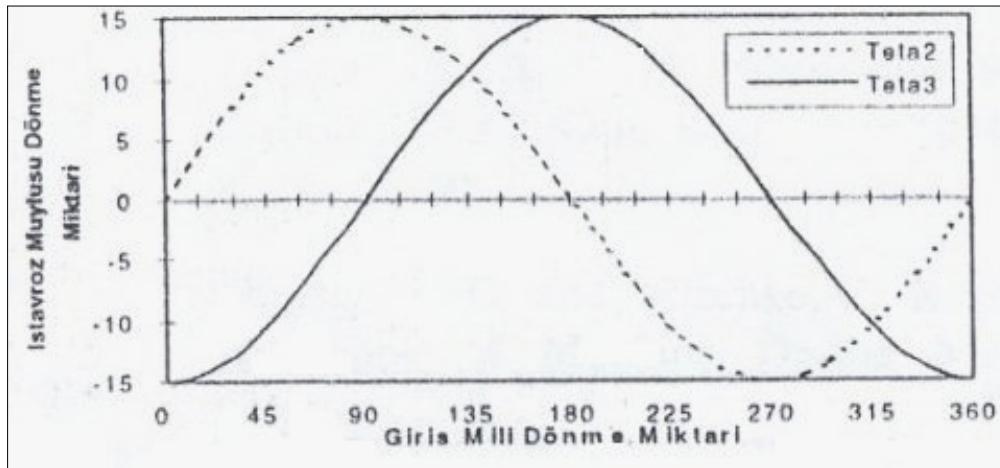
Yağlamada olabilecek aksaklıklar ise, yatak sıcaklığının yağlama yağının çalışma değerinden fazla olması durumunda yağın film oluşturma kabiliyeti düşebilir. Ayrıca sızdırmazlık elemanının sızdırmazlık özelliği azalır.

Sistemin kinematik özelliğinden dolayı tam olarak hidrodinamik yağlama oluşmamaktadır. Bu durum istavroz muylusu ile çatal arasındaki izafi hareketin özelliğinden oluşmaktadır. Mafsal giriş çatalı ile istavroz muylusu arasındaki harekete θ_2 , çıkış çatalı ile istavroz arasındaki harekete ise θ_3 dersek, bunlar giriş mili dönme miktarı ve mafsal açısına bağlı olarak şöyle ifade edilir:

$$\theta_2 = \cos^{-1} [\cos (\tan^{-1} (\tan \theta_1 \times \cos \alpha)) \times \sin \alpha] \quad (4.3)$$

$$\theta_3 = \sin^{-1} [\sin \theta_1 (\cos (\tan^{-1} (\tan \theta_1 \times \cos \alpha)))] \quad (4.4)$$

Şekil 4.5.' te mafsal açısı $\alpha=15^\circ$ (165°) için ve θ_1 'in 360° lik dönmesinde θ_2 ve θ_3 değerleri görülmektedir.



Şekil 4.5. Mafsal Açısı $\alpha=15^\circ$ için İstavroz ile Çatal Arasındaki θ_2 ve θ_3 Değerleri [3]

Şekil 4.5.' te de görüldüğü gibi istavroz muylusunun çataldaki yatak içerisindeki hareketi tam dönme olmayıp salınım hareketi şeklindedir. Bu nedenle bu tür yataklarda etkin bir şekilde hidrodinamik yağlama gerçekleşmemektedir. Diğer yandan kardan mafsallarında yağlama performansı, yağın fiziksel özelliklerine ve sıcaklığa karşı yağlama özelliğini koruma kapasitesine de doğrudan bağlıdır. Bu nedenle kullanılan gres yağının çok düşük

ve yüksek sıcaklıklarda ($-30^{\circ}\text{C} \dots 0^{\circ}\text{C}$) film oluşturma kabiliyetini kaybetmeyecek özellikte seçilmesi gereklidir.

4.9 Sonuçlar

Kardan mafsalinın sistematik ve konstrüktif yapısına hasar analizi gözüyle bakıldığında elemanın öncelikle izafi hareketli uzuvlarında hasarın oluştuğu görülmektedir. Bunun ana sebebi ise tam teşekküllü yağlamanın yapılamaması, özellikle taşıtlarda ve iş makinelerinde aşırı zorlanmalardan dolayı yüzey basıncı ve deformasyonun oluşmasıdır. Bu tür sebeplerden oluşabilecek hasarların engellenmesi için uygun yağ seçimi, çalışma zamanına ve çalışma ortamına bağlı olarak sürekli bakımın yapılması gereklidir. Ayrıca kullanılan gres yağının bölgede kalması ve miktarının ayarlanması da önemlidir. Bunun için sızdırmazlık elemanı da uzun ömürlü ve görevini tam yapacak özellikte olmalıdır.

Diğer yandan sistemin kinematik özelliğinden dolayı moment iletimi esnasında sistem genel değişken zorlanmaya maruz kalmaktadır. Dolayısıyla kullanılan yuvarlanmalı yatak bileziğinde ve istavroz muylusunda pitting yorulmaları oluşması söz konusudur. Bu bakımdan izafi hareketli yüzeylerin sertlik değerleri ve ayrıca darbeye karşı mukavemet değerleri iyi ayarlanmalıdır. Kardan mafsallarında kullanılan yuvarlanmalı yatak da bütün yuvarlanmalı yataklarda olduğu gibi belli bir ömre sahiptir. Bu yatakların ömür hesabı yapılarak öngörülen ömürden fazla çalıştırılmamalıdır. Diğer yandan ara mili üzerindeki kayar mafsalin üzerindeki freze dişlerinin yüzeyinde iletilen momentten dolayı oluşan yüzey basıncı göz önüne alınarak mukavemet hesabı yapıp, yüzey sertliği ve yağlama şartları ona göre belirlenmelidir.

Kardan şaftında oluşabilecek diğer hasarlar, ara mili ile çatallar arasındaki kaynaklı birleştirmede oluşabilir. Bunun temel sebebi ise kaynak mukavemeti ve kaynaklı birleştirme esnasında elemanlar üzerinde oluşan artık gerilmeler ve bunların dinamik zorlanmalar esnasında yorulma çatlaklarının oluşmasına ve hızlı bir şekilde ilerlemesine sebep olmalarıdır. Ayrıca kaynaklı birleştirme esnasında kaynak nüfuziyetinin tam olmaması statik ve dinamik olarak beklenen mukavemeti vermeyebilir. Bu nedenle yapılan kaynaklı birleştirmelerde kaynak nüfuziyeti kontrol edilmelidir.

Kardan şaftı çalışma bakımından moment ve hareket ileten bir mil olarak görülebilir. Ancak, kardan mafsallarının kinematik davranışı bağlı olduğu mil sisteminin dinamik davranışını doğrudan etkilemektedir. Bu nedenle sistemin tasarımı esnasında mümkün olduğunca etkin mafsal açısı küçük tutulmalıdır. Şaftın ara mili üzerine herhangi bir kasnak, volan v.b. elemanlar bağlanmamalı ve ara mili ile mafsalların birleştirilmesinden sonra sistemin statik ve dinamik balans kontrolü yapılarak sistem dinamik olarak dengelenmelidir. Sistemin makine üzerine montajı esnasında aksenal olarak herhangi bir ön gerilmesi olmamalıdır. Bu durumun işletme esnasında da oluşmaması için gerekli konstrüktif tedbirler alınmalıdır.

Etli borulu şaft için burulma katılığı:

$$k = \Pi \times (d_0^4 - d_i^4) G / 32 \times L \quad (5.4)$$

d_0 : dış çap

d_i : iç çap

Şaft değişik çapta borulardan oluşuyorsa veya boru kesiti uzunluk boyunca sabit değilse, değişik kesitlerden oluşan şaftın her bir farklı kesitini, uygun referans çaptaki ve denk uzunluktaki bir şaftla değiştirmek çoğunlukla uygulanan bir metottür.

İçi dolu şaft için,

$L = d$ çapındaki gerçek şaftın uzunluğu

$L_e = d_e$ referans çapındaki şaftın denk uzunluğu

Öyleyse, Eşitlik (5.4)' ten gerçek ve denk şaftın her ikisinin de aynı momenti taşıyacağı düşünülerek,

$$d_4 / L = d_e^4 / L_e$$

İçi dolu şaft için, denk uzunluk,

$$L_e = L \cdot d_e^4 / d^4 \quad (5.5)$$

Benzer şekilde, Eşitlik (5.4)' ten d_0 dış ve d_i iç çaplarındaki etli borulu şaft için denk uzunluk:

$$L_e = L \cdot d_e^4 / (d_0^4 - d_i^4) \quad (5.6)$$

Uygulamada sıklıkla görüldüğü gibi, kardan şaftının yapısında birden fazla boru ve esnek elemanlar olduğunda, komple şaftın toplam burulma katılığı şu şekilde elde edilir:

$$\Sigma L_e \text{ (Komple Şaftın Denk Uzunluğu)} = (L_a + L_b + L_c + \dots + L_n)$$

L_a, L_b, \dots, L_n , kompledeki her bir elemanın “ d_e ” referans çapına indirgenmiş denk uzunluğudur. Öyleyse,

$$\Sigma k \text{ (Toplam Burulma Katılığı)} = \Pi d_e^4 G / (32 \Sigma L_e) \quad (5.7)$$

Ayrıca, $k_a = \Pi d_e^4 G / 32 L_a$, $k_b = \Pi d_e^4 G / 32 L_b$ olsun. Burada, k_a, k_b, \dots Şaftın değişik kesitlerindeki burulma katılığıdır.

Eşitlik (5.7) ‘den,

$$1 / \Sigma k = (1 / k_a + 1 / k_b + \dots + 1 / k_n) \quad (5.8)$$

Bu ifade, bir dizi elemandan oluşan şaftın toplam burulma katılığının, her bir elemanın burulma katılığından faydalanılarak elde edilebileceğini göstermektedir.

Bazı güç iletim sistemlerinde, borular paralel bir düzlemde tasarlanmış olabilir. Bu durumda toplam burulma katılığı aşağıda belirtildiği gibi, her bir burulma katılığının toplamı şeklindedir.

$$\Sigma k = (1 / k_a + 1 / k_b + 1 / k_c + \dots + 1 / k_n) \quad (5.9)$$

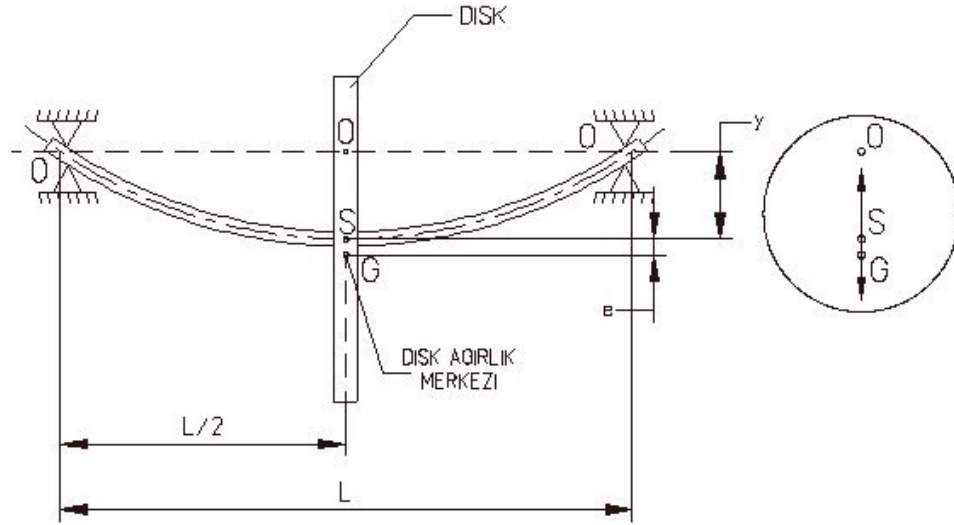
Ayrıca, Eşitlik (5.7) ‘den,

$$1 / \Sigma L_e = (1 / L_a + 1 / L_b + 1 / L_c + \dots + 1 / L_n) \quad (5.10)$$

L_a, L_b, L_c, \dots , hepsi de referans çapına indirgenmiş elemanların denk uzunluklarıdır.

6. KRİTİK HIZ

Belirli bir hızda dönen şaftların dinamik açıdan dengesiz olabileceği ve kırılmayla sonuçlanabilecek yüksek genlikli titreşimlerin oluşabileceği bilinmektedir. Bu durum, şaft dengesizlik kuvvetlerinden kaynaklanır ve kritik, savrulma hızı olarak da adlandırılır. Dönme hızının şaftın doğal titreşim frekansına eşit olduğu hızdır [1].



Şekil 6.1 Merkezinde Dengelenmemiş Disk Bulunan Şaft

Dikkatli işçiliğe rağmen, silindirik bir şaftın kütle merkezi dönme eksenine hiçbir zaman çakışmaz. Kütle merkezinin kaçık olması, şaftın savrulmasına ve sistemin titreşim yapmasına sebep olan dengelenmemiş bir santrifüj kuvveti oluşur. Olay, şaftın ortasında kütle merkezi ile dönme merkezi arasında (Şekil 6.1.' de gösterildiği gibi) "e" mesafesi bulunan büyük kütleli bir diskin bulunması durumunda daha da ciddi bir duruma dönüşür.

Santrifüj kuvvetinin etkisi altında, şaft orta kısmında, doğal eksenden "y" kadar sapma yapacaktır. Bu kuvvet, şaftın iç elastik sönümleme kuvveti tarafından dengelenir. Şaft malzemesinin iç histerezisi, savrulma üzerinde sönümleyici etki yapar. Kritik hıza

ulaşıldığında bir savrulma oluşabilir ve sönümlenme olmadığı varsayılarak merkezden sapma sonsuza ulaşır.

Esasen tipik bir hareket mili, ince bir dönel elemandır ve elastik malzemeden yapıldığı için, çapraz yaylanma özelliğine sahiptir. Bu elastikiyet, çeşitli titreşim durumlarında şaftın bükülmesine imkan verir.

Hareket milinde, yataklama için bazı dış elemanlar kullanılır. Bu elemanlar, kendi içinde esnek olarak yataklanmıştır ve bu yüzden, bir dizi cevap (response) özelliğine sahiptir. Esnek ve uzun olan şaftın kavraması ve esnek yataklama elemanı, pek çok transverse (çapraz) titreşim modları yaratabilir. Kardan şaftının kaçınılması gereken bir kritik hızının olduğu her zaman göz önünde bulundurulmalıdır. Basit bir kritik hız durumu kardan şaftının rijit bir yataklama ile desteklendiği durumda oluşabilir. Bu şartlar altında, rijit yataklamaya bağlı eğilme titreşim modunun görülmesi olasıdır. Tipik bir binek aracı tek parçalı kardan şaftında, her iki uçta birer universal mafsalsal bulunur. Şaftın uzunluğu üniform bir kesit yapısına sahipse kritik hız,

$$N_{krit} = [1,22 \times 10^8 \times \sqrt{(d_o^2 + d_i^2)}] / L^2 \quad (6.1)$$

şeklinde bulunabilir.

N_{krit} = Kritik hız, devir / dakika

L = Eksenler Arası Mesafe, mm

d_o = dış çap, mm

d_i = iç çap, mm

Bu eşitlikten elde edilen hız, en küçük kritik hızdır. Diğer kritik hızlar harmoniktir ve ana değerlerin 4,9,16.cı katları şeklindedir. Çoğunlukla, bu yüksek mertebeli hızlar araç kardan şaftı için önem taşımaz. Kritik hızın yarısı, değişken hızlı mafsaldan kaynaklanan ikincil kuvvetler nedeniyle bazı uygulamalarda önem kazanabilir; çünkü, bu kuvvet şaft hızının iki katına eşit frekansta salınım yapar [1].

Araçlarda genel olarak doğal frekansın, şaftın savrulmasını ve titreşim yapmasını engellemek amacıyla 6500 d/d 'dan büyük olması gerekmektedir. Alüminyumdan veya

elik malzemededen yapılış ve bir metreden uzun tek parçalı bir kardan şaftının doğal frekansı, uzunluk, boru et kalınlığı ve malzeme faktörü göz önüne alındığında, 6500 d/d 'dan büyük olamayacağı için, şaftın birden fazla parçalı olarak imal edilmesi yoluna gidilmektedir. Ancak, iki veya daha fazla parçalı şaftlarda, karmaşık ve ağır bir yapıya sahiptir ve araca ara yatak vasıtasıyla iletilen titreşim ve gürültü yaratma riski vardır. Bu yüzden şaftın tasarımı aşamasında kritik hız hesabı iyi yapılmalı ve olası sorunlar öngörülmelidir [9].

7.ARAÇ HAREKET MİLİ ANALİZİ UYGULAMASI

Bu bölümde, belirtilen tipik bir arkadan çekişli araç konfigürasyonu için, temel matematiksel hesaplamalar yapılmıştır. Bu hesaplamalar, motordan iletilen maksimum momenti, maksimum tekerlek kayma momentini ve kardan şaftının maksimum hızını vermektedir. Ayrıca maksimum ivme de tanımlanmıştır.

7.1.Arkadan İtişli Binek Araçlar İçin Uygulamalar

Tipik bir arkadan çekişli binek aracı, şu uygulama parametrelerine sahiptir:

Maksimum Motor Momenti	580 N m	
Tork Konvertör Oranı	2,02	
Transmisyon Küçük Dişli Oranı	2,48	
Arka Aks Oranı	2,94	
Tork Konvertör Verimlilik Faktörü, Otomatik Transmisyon	0,85	
Arka Aks Verimlilik faktörü	0,95	
Dingil Mesafesi	3,3 m	
Ağırlık Merkezinin Yerden Yüksekliği	0,55 m	
Statik Ağırlık Dağılımı (5 Yolcu için)		
Toplam	Ön	Arka
2528 kg	1236 kg	1292 kg
Tekerlek Dönme Yarıçapı		0,35 m

Yol-Tekerlek Arası Sürt. Katsayısı

1,00

Hareket Miline İletilen Maksimum Moment şu eşitlikle hesaplanabilir:

$$T = T_e \times R_c \times R_{lg} \times \eta_{at} \quad [N \cdot m] \quad (7.1)$$

T_e = Maksimum Motor Momenti

R_c = Tork Konvertör Oranı

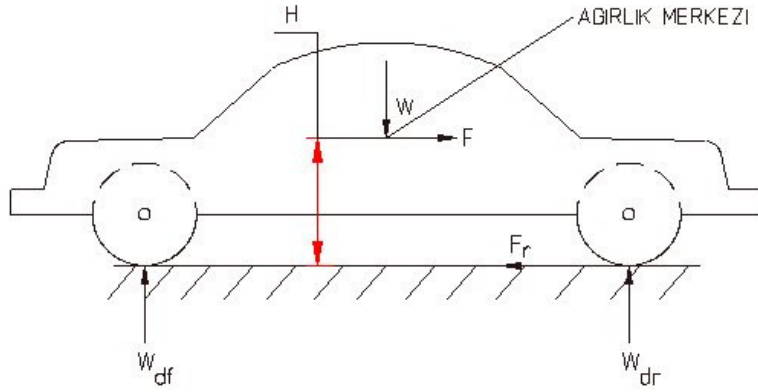
R_{lg} = Transmisyon Küçük Dişli Oranı

η_{at} = Otomatik Transmisyon Verimlilik Faktörü

ise yukarıdaki araç verilerine göre,

$$T = 580 \times 2,02 \times 2,48 \times 0,85 = 2470 \text{ N m olarak bulunur.}$$

Ayrıca, maksimum ivmelenmede beş yolcu değerindeki yük altında tekerlek kaymasına bağlı hareket mili momentini de hesaplanır. Şekil 7.1, benzer bir koşulda araç üzerine etkileyen dinamik yükü göstermektedir.



Şekil 7.1: Maksimum İvmedeki Arkadan Çekişli Binek Aracı

Ağırlık Merkezinin Ön Tekerleklere Uzaklığı:

$$A = (W_{sr} \times L) / W \quad (7.2)$$

Burada,

W = Toplam Araç Ağırlığı, kg

W_{sr} = Arka Tekerleğe Gelen Statik Ağırlık, kg

L = Dingil Masafesi, m

$$A = (1292 \times 3,3) / 2528 = 1,68 \text{ m olarak bulunur.} \quad (7.3)$$

Arka tekerleklerdeki maksimum çekiş kuvveti için ise temel eşitlik şöyledir:

$$F_{r \max} = 9,81 \eta W_{dr} \quad (7.4)$$

η = Yol- tekerlek arası sürtünme katsayısı,

W_{dr} = Arka tekerleklere gelen dinamik ağırlık, kg

Arka tekerlekler üzerindeki dinamik aks ağırlığı:

$$W_{dr} = [W A) / L + (F H) / L] \quad (7.5)$$

Burada,

F = Eylemsizlik Kuvveti, maksimum çekiş kuvveti $F_{r \max}$ ' a eşittir.

H = Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği

Bu ifadeyi, yukarıdaki eşitlikte yerine koyarsak ve basitleştirirsek, maksimum çekiş kuvveti;

$$\begin{aligned} F_{r \max} &= (\eta \times W \times A) / (L - \eta \times H) = (1,00 \times 2528 \times 1,68) / (3,3 - 1,00 \times 0,55) \\ &= 15150 \text{ N} \end{aligned} \quad (7.6)$$

Her bir tekerlek için maksimum arka tekerlek kayma momenti,

$$T = (9,81 \times F_{r \max} \times r_r) / 2 \quad (7.7)$$

r_r = Tekerlek yuvarlanma yarıçapı, m

$$T = (9,81 \times 1544 \times 0,35) / 2 = 2651,25 \text{ N m} \quad (7.8)$$

Tekerlek kaymasındaki maksimum hareket mili momenti:

$$T = (F_{r \max} \times r_r) / \eta_{ra} \times R_{ra} \quad (7.9)$$

Burada,

η_{ra} = Arka aks verimlilik faktörü

R_{ra} = Arka aks oranı

$$T = (15150 \times 0,35) / (0,95 \times 2,94) = 1900 \text{ N m} \quad (7.10)$$

190 km/sa (53,65 m/s) 'lik bir araç hızı için, hareket mili maksimum momenti,

$$T = (R_{ra} \times V) / r_r \quad (7.11)$$

$$T = (2,94 \times 53,65) / 0,35 = 450 \text{ N m} \quad (7.12)$$

V = Araç hızı, m/s

R_{ra} = Arka Aks Oranı

Önceki hesaplamalarda, arka tekerleklerdeki maksimum çekiş kuvveti 1544 kg olarak bulunmuştu, ve yol-tekerlek arası sürtünme katsayısı 1,00 olduğunda, arka tekerlek dinamik ağırlığı da 1544 kg' dır. Araç dinamik koşullarına karşılık gelen maksimum ivme de elde edilebilir:

Ön tekerlek Dinamik Ağırlığı:

$$W_{df} = W - W_{dr} = 2528 - 1544 = 984 \text{ kg} \quad (7.13)$$

Ağırlık merkezine göre eylemsizlik kuvveti, aşağıdaki denklikten bulunabilir.

$$[(F \times H + W_{df} \times A) - W_{dr} \times (L - A)] = 0$$

$$[(F \times 0,55 + 984 \times 1,68) - 1544 \times (3,3 - 1,68)] = 0 \quad (7.14)$$

$$F = 1542 \text{ kg}$$

Olması gerektiği gibi, eylemsizlik kuvveti maksimum çekiş kuvvetine eşittir.

$$F = F_{r \text{ max}}$$

$$1542 \text{ kg} \approx 1544 \text{ kg}$$

Maksimum ivme,

$$a = F \times g / W , \quad (7.15)$$

$$g = 9,81 \text{ m / s / s } \text{ ise,}$$

$$a = 1542 \times 9,81 / 2528 = 6 \text{ m / s / s olur.} \quad (7.16)$$

8. GÖREV ÇEVİRİMİ

Bir hareket mili görev çevrimi, belirli bir zaman zarfında aracın tipik bir yük çevrimi veya iş sıralaması için moment, hız ve mafsal açısının çeşitli kombinasyonlarında harcanan zamanı gösteren bir grafik veya tablodur. Görev Çevrimi, mühendislik terimleriyle ifade etmek gerekirse, tasarımdan istenen ve performans ve dayanımla ilgili olan tüm beklentileri tanımlar. Mühendislik tahminlerinden yola çıkılarak hesaplanabilir; ancak mümkün olduğu durumlarda, gerçek koşullarda çalışan donanımlı bir araçtan alınan bilgilerle tespit edilmelidir. Ardından, şerit kontrollü test makineleriyle gerçekçi bir laboratuvar ömür testi yapılabilir. Eğer bu imkan yoksa, basit ve geleneksel aşınma testi makinası ve hesap yöntemiyle görev çevrimi ve ömür tahmini yapılabilir.

Öncelikle, iş çevrimi analiz edilir ve hız, moment ve mafsal açısından oluşan belirli kombinasyon gruplarına bölünür. Bu gruplar, iş çevrimi toplam çalışma süresinin yüzdesi veya oranı şeklinde tanımlanır. Bundan sonra, bu değişkenler arasındaki belirli bazı ilişkiler kullanılarak laboratuvar testleri yoluyla ömür tahmini yapılabilir ve grafiksel olarak gösterilebilir.

Benzerleri arasında en sık kullanılan Minor Teorisi'ne göre [1], bir uygulamadaki toplam ömür tahmini, sürekli değişken şartlarda çalışmanın yarattığı farklı gerilme değerlerinin neden olduğu kümülatif (giderek artan) hasar etkisine bağlı olarak şu şekilde yapılabilir:

$$\text{Toplam Ömür Tahmini} = 1 / [(N_1 / L_1) + (N_2 / L_2) + (N_3 / L_3) + \dots + (N_m / L_m)] \quad (8.1)$$

Burada,

N_m = m' inci çalışma şartı altında geçen zamanın toplam zamana oranı, %

L_m = m 'inci çalışma şartındaki tahmin edilen ömür, saat

m = Toplam çalışma şartı sayısı

Tipik bir universal mafsal için, şematik bir problem Tablo 8.1.'de gösterilmektedir. Çalışma şartları, hız-moment-mafsal açısı üçlüsünün farklı üç adet kombinasyonunu temsil etmektedir ve tabloda belirtilen zaman yüzdelerinde çalıştıkları kabul edilmektedir.

Tablo 8.1 Kardan Mafsalı Çalışma Açıları

Çalışma Yükleme Durumu	Zamanın Yüzdesi	Ömür Tahmini, saat
1	5	400
2	10	1.800
3	85	70.000

Yukarıdaki eşitlik kullanılarak, toplam tahmini ömür şu şekilde hesaplanabilir:

$$\text{Toplam Ömür} = 1 / [(0,05 / 400) + (0,10 / 1800) + (0,85 / 70.000)] = 5190 \text{ saat}$$

Ayrıca, yorulma ömrünü bulmak için kullanılan diğer kümülatif hasar teorilerinin arasında, Corten-Dolan Teorisi de bulunmaktadır [1]. Nasıl elde edildiğine bakılmaksızın, görev çevriminin, tasarımın beklenen kullanım süresi için en gerçekçi yaklaşım olduğunu da belirtmek gerekmektedir; çünkü, ne tasarımcı ne de üretici aracın son kullanımı üzerinde tam kontrole sahip değildir. Bu yüzden, mümkünse, hareket mili gerçek çalışma şartlarında değerlendirilmelidir.

9. TEORİK HESAPLAMALAR

Bu bölümde, kardan şaftının üç boyutlu modeli üzerinde yapılan sonlu elemanlar analizi sonucunda elde edilen veriler ve sanayide uygulama esnasında kullanılan formülasyonlar sonucunda elde edilen veriler karşılaştırılacaktır. Bu karşılaştırmada, şaftın ön, orta ve arka kısımları için şu değerler kabul edilecektir:

Ön Boru:

$$d_o : \text{dış çap} = 76,2 \text{ mm}$$

$$d_i : \text{iç çap} = 73 \text{ mm}$$

$$L : \text{Eksenler Arası Mesafe} = 641,7 \text{ mm}$$

Orta Boru:

$$d_o : \text{dış çap} = 67,2 \text{ mm}$$

$$d_i : \text{iç çap} = 64,6 \text{ mm}$$

$$L : \text{Eksenler Arası Mesafe} = 741 \text{ mm}$$

Arka Boru:

$$d_o : \text{dış çap} = 89,6 \text{ mm}$$

$$d_i : \text{iç çap} = 86,4 \text{ mm}$$

$$L : \text{Eksenler Arası Mesafe} = 1000 \text{ mm}$$

9.1 Kritik Hız İçin Teorik Hesaplama

(6.1) numaralı eşitlikte verildiği gibi, shaftın kritik hızı şu formülle hesaplanmaktadır:

$$N_{\text{krit}} = [1,22 \times 10^8 \times \sqrt{(d_o^2 + d_i^2)}] / L^2] , \text{ dev / dak}$$

Ön Boru için:

$$N_{\text{krit}} = [1,22 \times 10^8 \times \sqrt{(76,2^2 + 73,2^2)}] / 641,7^2] \quad (9.1)$$

$$= 31264 \text{ d / d} = 521 \text{ Hz}$$

Orta Boru için:

$$N_{\text{krit}} = [1,22 \times 10^8 \times \sqrt{(67,2^2 + 64,6^2)}] / 741,2^2] \quad (9.2)$$

$$= 20711 \text{ d / d} = 345 \text{ Hz}$$

Arka Boru için:

$$N_{\text{krit}} = [1,22 \times 10^8 \times \sqrt{(89,6^2 + 86,4^2)}] / 1000^2]$$

$$= 15185 \text{ d / d} = 253 \text{ Hz} \quad (9.3)$$

Sonuç olarak, bu üç adet kritik hız arasında en küçük olanı, yani 253 Hz'lik hız dikkate alınmalıdır.

9.2 Burulma Katılığı İçin Teorik Hesaplama

Kardan şaftı sonlu elemanlar modeli üzerinde bulunan, boru dışındaki diğer parçalar, yani çatal v.b. parçaların katılığı yüksek olduğundan burulma değerleri de küçük olacaktır. Bu yüzden bu parçalar hesaba katılmamaktadır; sadece borular için hesaplama yapılacaktır.

Etli borulu şaft için burulma katılığı:, Eşitlik 5.4.' e göre,

$$k = T / \Theta = \Pi \times (d_0^4 - d_i^4) G / 32 \times L \quad \text{idi.}$$

T momenti altında şaftın maruz kalacağı burulma, radyan cinsinden

$$\theta = 32 \times L \times T / \Pi \times (d_0^4 - d_i^4) G \quad \text{' dir.} \quad (9.4)$$

T : Moment ,N mm

L : Şaft Uzunluğu, mm

G : Rijitlik (Katılık) Modülü = 80769 N/mm² (Borular İçin)

d_o : dış çap, mm

d_i : iç çap, mm

1 N mm moment altındaki burulma:

Ön Boru için:

$$\begin{aligned} \Theta_1 &= [(32 \times 641,7 \times 1) / (\Pi \times (76,2^4 - 73^4) \times 80769)] \\ &= 1,522 \times 10^{-8} \text{ rad} \end{aligned} \quad (9.5)$$

1 N m moment altındaki burulma ise $1,522 \times 10^{-2} \text{ rad} = 0,87^\circ$ 'dir.

Orta Boru için:

$$\begin{aligned} \Theta_2 &= [(32 \times 741 \times 1) / (\Pi \times (67,2^4 - 64,6^4) \times 80769)] \\ &= 3,14 \times 10^{-8} \text{ rad} \end{aligned} \quad (9.6)$$

1 Nm moment altındaki burulma ise $3,14 \times 10^{-2} \text{ rad} = 1,78^\circ$ 'dir.

Arka Boru için:

$$\begin{aligned}\Theta_3 &= [(32 \times 1000 \times 1) / (\Pi \times (89,6^4 - 86,4^4) \times 80769)] & (9.7) \\ &= 1,446 \times 10^{-8} \text{ rad}\end{aligned}$$

1 N m moment altındaki burulma ise $1,446 \times 10^{-2} \text{ rad} = 0,82^\circ$ 'dir.

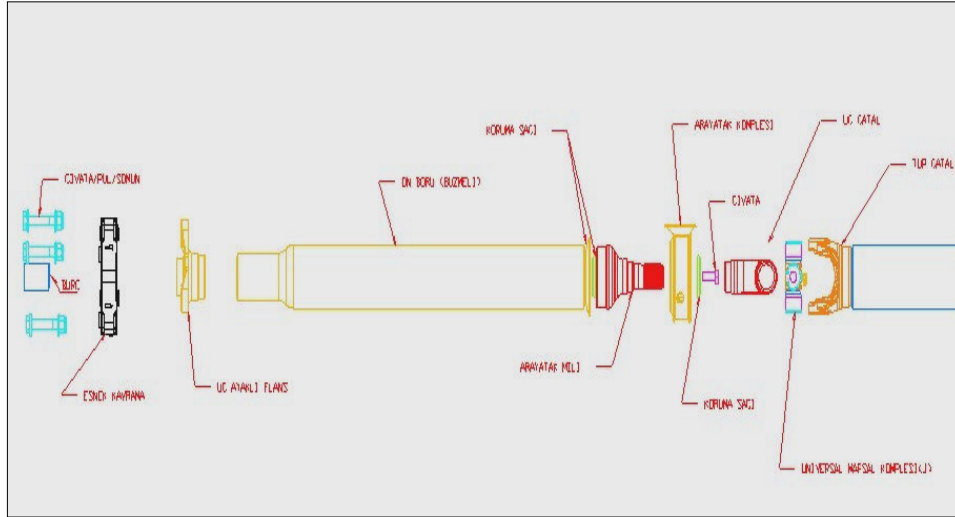
Sonuç olarak, şaftın birim, yani 1 N mm moment altındaki toplam burulması, bu üç borunun burulmalarının toplamı şeklindedir:

$$\begin{aligned}\Theta_1 + \Theta_2 + \Theta_3 &= 1,522 \times 10^{-8} + 3,14 \times 10^{-8} + 1,446 \times 10^{-8} = 6,1 \times 10^{-8} \text{ rad} \\ & (9.8)\end{aligned}$$

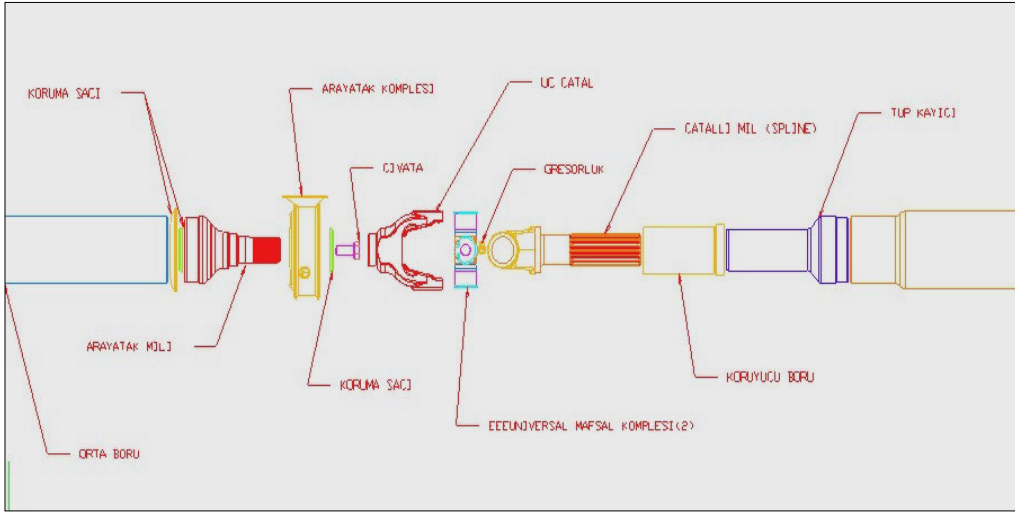
10. KARDAN ŞAFTI SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

10.1 Modelin Hazırlanması

Bu bölümde sonlu elemanlar analizi yapılacak olan kardan şaftı, Şekil 10.1, Şekil 10.2 ve Şekil 10.3. 'te görüldüğü gibi, ön, orta ve arka şaft şeklinde isimlendirilen üç parçalı bir şafttır. Üzerinde bulunan iki adet ara yatak ile araca alt kısımdan bağlantısı vardır ve yapısında bir adet kayıcı mafsal ile iki adet sabit mafsal bulunan bir modeldir. Şaftın motor tarafındaki ucunda bir adet esnek kavrama bulunmakta ve şaftın bu esnek kavramaya olan bağlantısı cıvatalarla sağlanmaktadır

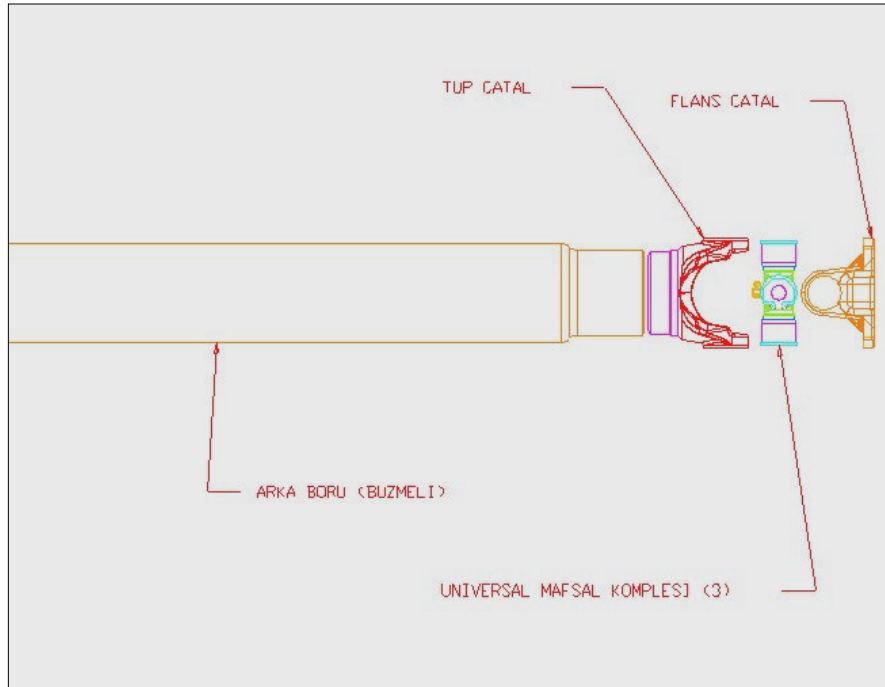


Şekil 10.1 Ön Şaft

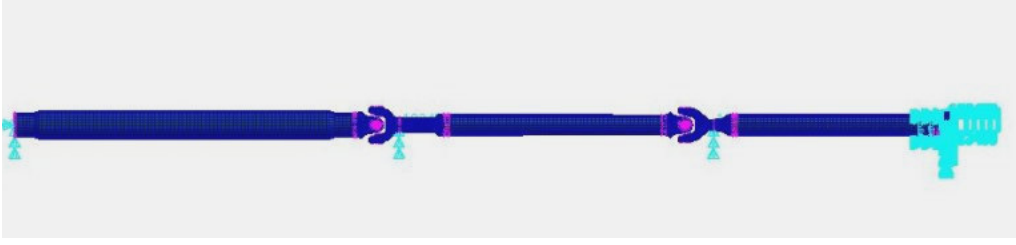


Şekil 10.2 Orta Şaft

Kardan Şaftını oluşturan parçalardan, model üzerinde mesh örülmesi ve analizin çözüm safhalarında yaratacakları etki düşünülerek, analize katkı sağlamayacak ve işlemi zorlaştıracak olanları modelden çıkarılmış ve temel elemanlar olan, motor tarafındaki flanş, sabit ve kayıcı mafsalı oluşturan çatallar ile üç adet boru analiz için kullanılmıştır. Böylelikle, Şekil 10.4 'te gösterilen model ortaya çıkmıştır ve bu model üzerinde sonlu elemanlar analizi yapılmıştır.



Şekil 10.3 Arka Şaft



Şekil 10.4 Sonlu Elemanlar Analizi Yapılacak Olan Şaft

10.2 Model Üzerinde Mesh Oluşturma

Kardan şaftının üç boyutlu modeli I-DEAS 'ta oluşturularak “step” (.stp) formatına çevrilmiştir. Sonlu elemanlar analizi için ise MSC. Patran yazılımı kullanılmıştır.

10.2.1 Global Kenar Uzunluğu

Mesh elemanları üzerinde, “mesh seed” ve komşu mesh gibi başka herhangi bir sınırlayıcı etki yoksa, mesh ölçülerini belirlemede global kenar uzunluğu kullanılır.

Global kenar uzunluğu, elemanın her bir kenarının yaklaşık uzunluğunu tanımlar. MSC.Patran bu parametreyi modelin her sınır kenarını, tam sayıda elemana ayırmak için kullanır.

“Eleman Sayısı“ = Geometrinin En Büyük Kenar Uzunluğu / Global Kenar Uzunluğu

$$(10.1)$$

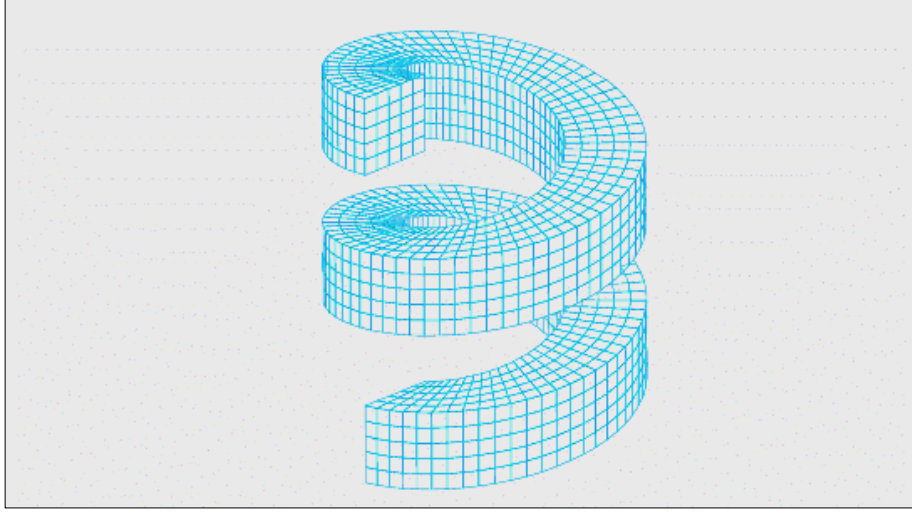
10.2.2 Nastran’da Mesh oluşturma Teknikleri

Nastran’ da dört temel mesh oluşturma tekniği vardır: IsoMesh, Paver Mesh, Auto TetMesh, ve 2-1/2D Meshing. Herhangi bir tekniğin doğru bir şekilde seçimi geometri, model topolojisi, analizin amacı, ve mühendislik hükmüne bağlıdır.

Bu çalışmada yer alan model üzerinde aşağıda belirtilen iki çeşit mesh tekniği kullanılmıştır. Mafsallar arasında yer alan borular, düzgün geometriye sahip olduğundan isomesh tekniği kullanılarak, çatal ve diğer karmaşık geometriye sahip elemanlar için de paver tekniği kullanılarak mesh örülmüştür.

10.2.2.1 Isomesh tekniği

Bu yaklařım (Őekil 10.5) , dűzgűn geometri űzerinde , basitĉe bűlűnműř alanlar vasıtasıyla elemanlar oluřturur.



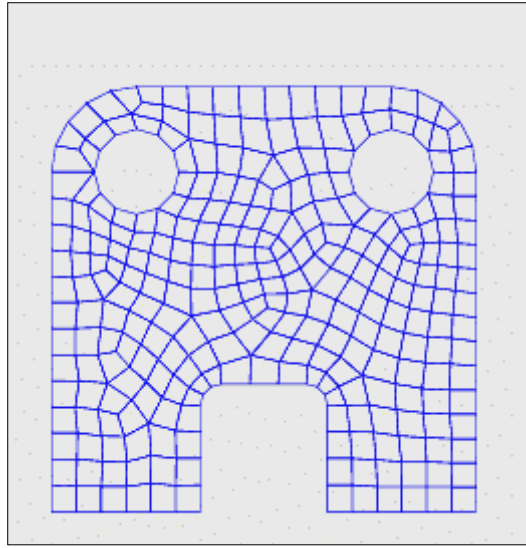
Şekil 10.5 Isomesh Tekniği

Isomesh yaklaşımında bazı temel noktalar şunlardır:

- Dűzenli katı veya yűzey geometrisi gerektirir.
- Her bir yűnde “Global Kenar Uzunluđu” olarak bilinen parametreye dayanarak aynı uzunlukta, eř elemanlar oluřturur, Eleman yođuunluđu ve yerleřimi, “mesh seed” ler kullanılarak kontrol edilebilir. Bu “mesh seed” ler ayrıca, bir alanın karřılıklı denk gelen kenarları veya yűzeyleri űzerinde farklı eleman yođuunluđu tanımlayabilir.
- Yűzeysel alanlarda quad veya tria elemanlar, katı alanlarda “brick” elemanlar oluřturabilir.

10.2.2.2 Paver Tekniği

Paver”, “trim”lenmiş, yani kesilmiş, kısaltılmış yzeyleri, kompozit yzeyleri, dzensiz yzey alanlarını da ieren herhangi bir yzey alanı iin kullanılabilecek , otomatik bir mesh tekniğidir (Şekil 10.6). Isomesh yaklaşımının tersine, Paver tekniği önce yzey sınırlarını parçalara ayırarak ve ardından oluşan bu sınırlar üzerinde işlem yaparak i elemanları oluşturur.

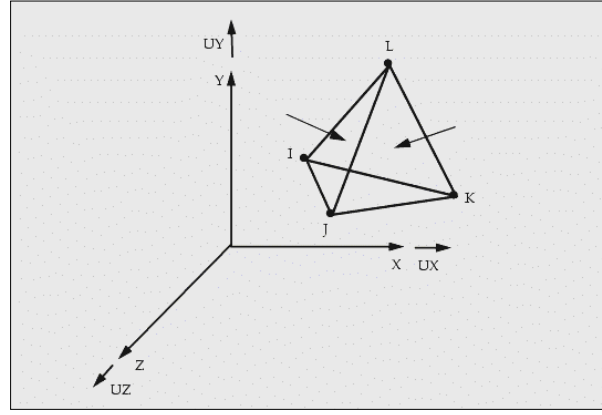


Şekil 10.6 Paver Tekniği

10.3 Model zerinde Kullanılan Elemanlar

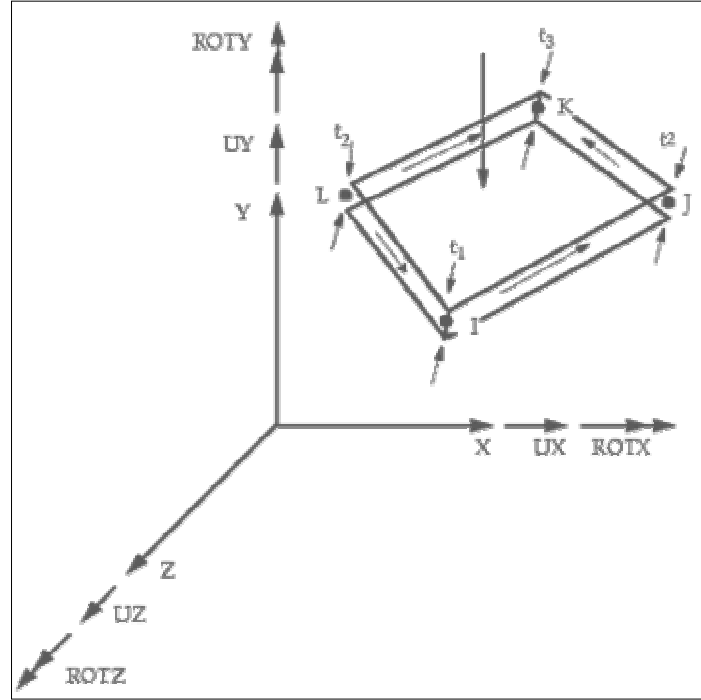
Kardan Şaftı üzerinde kullanılan elemanlar iki eşitir:

1. Katı (Solid) Elemanlar: Modelde bulunan katı elemanlar, Şekil 10.7.'de gösterilen Solid Tet4 elemanlardan seçilmiştir



Şekil 10.7 Solid Tet4 Eleman

2. Yüzey (Surface) Elemanlar: Modelde bulunan yüzey elemanlar, Şekil 10.8. 'de gösterilen Surface Quad4 elemanlardan seçilmiştir



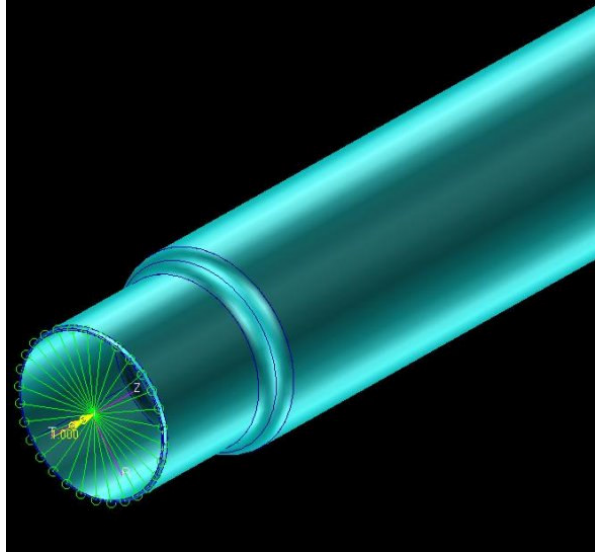
Şekil 10.8 Surface Quad 4 Eleman

Kardan şaftının sonlu elemanlar modeli hazırlanırken, pekçok farklı global kenar uzunluk değeri verilerek farklı eleman sayıları elde edilmiş ve optimum çözüme toplam yaklaşık 80.000 eleman sayısında ulaşılmıştır.

10.4 Model Üzerinde Tanımlanan Sınır Şartlar

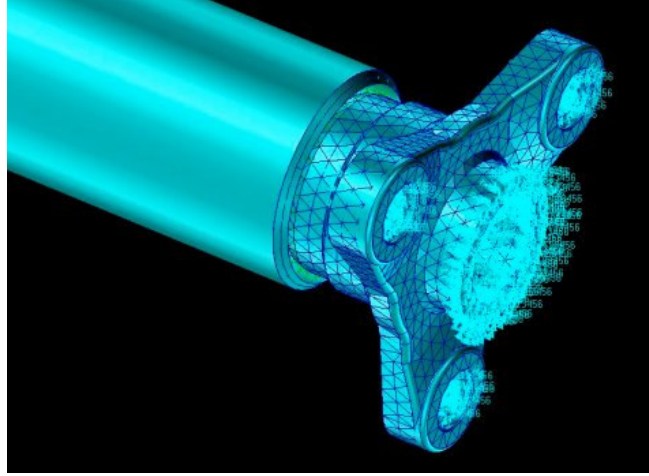
Kardan Şaftı üzerinde sonlu elamanlar analizinin yapılabilmesi için bazı sınır şartlar tanımlanmıştır. Bu sınır şartlar şunlardır:

Şaftın arka uç kısmında bulunan borunun merkezinde bulunan ve bu parçaya karşı tüm serbestlik dereceleri kaldırılmış olan bir “nod” tanımlanmış ve Şekil 10.9. 'da görülen bu nod (noktasal eleman) sadece şaftın eksenî yönünde dönme serbestliğine sahip olacak şekilde diğer tüm serbestlikleri kaldırılmıştır. Ayrıca, oluşturulan bu noktasal eleman üzerine birim moment uygulanmıştır



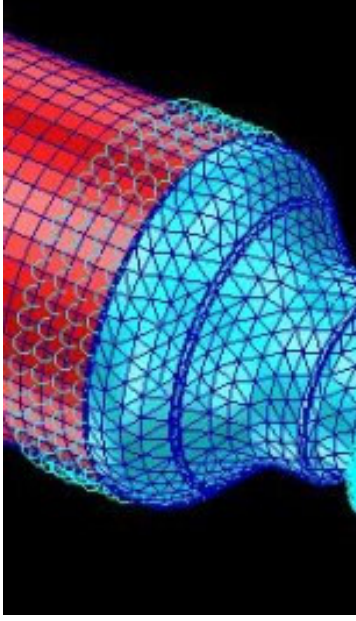
Şekil 10.9 Arka Şaft Üzerinde Tanımlanan Sınır Şartı

Şaftın motor tarafındaki ucunda yer alan flanşın, toplam 5 adet olan diğer ilerleme ve dönme serbestliği (tx, ty, tz, rx, ry) , flanş sadece şaft eksenini etrafında dönebilecek şekilde, Şekil 10.10 'da görüldüğü gibi kaldırılmıştır.

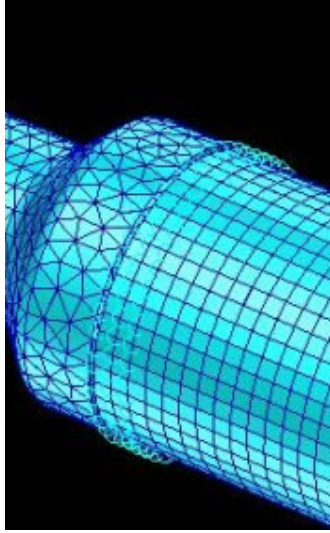


Şekil 10.10 Ön Şaftta Tanımlanan Sınır Şartı

Şaftın kaynakla birleştirilen parçaları üzerinde, birleştirilecek iki elemana arasındaki bağlantıyı temsil eden M.P.C.(Multi Point Constraint) 'ler, yani bu iki parçayı birbirine bağlayan rijit elemanlar, Şekil 10.11 ve Şekil 10.12'de gösterildiği gibi kullanılmıştır.

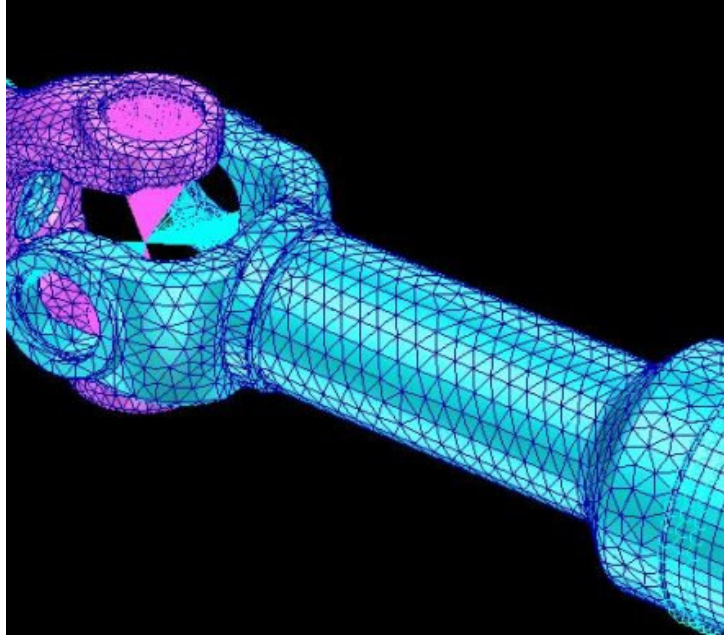


Şekil 10.11 Boru- Yataklama Mili Arası Kaynak Bölgesini Temsil Eden Elemanlar



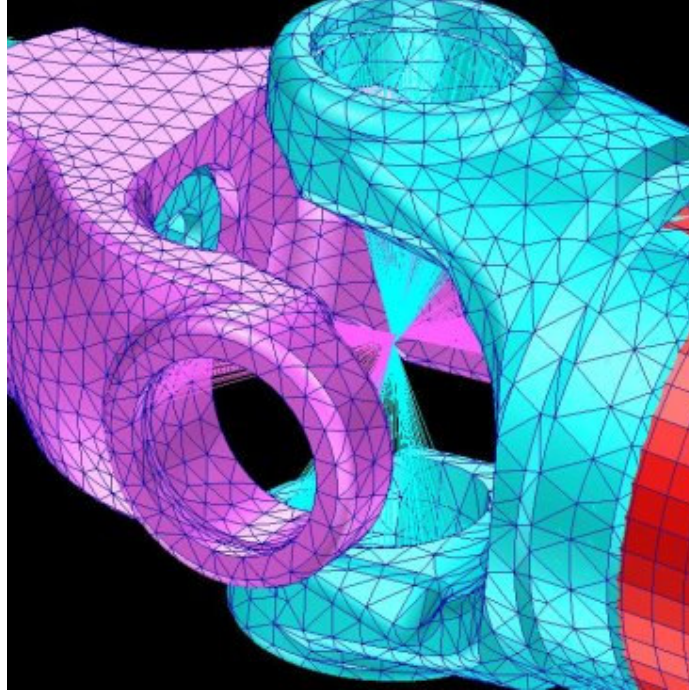
Şekil 10.12 Boru- Kayıcı Mil Arasındaki Kaynak Bölgesini Temsil Eden Elemanlar

Şaftın Eksenel İlerleme Yapmasını sağlayan Kayıcı Mafsalı oluşturan dişi ve erkek elaman arasında, Şekil 10.13. 'te görüldüğü gibi, karşılıklı çalışan bölgelerin birbirine yapışmış gibi rijit davranmasını sağlayan M.P.C.ler, yani rijit elemanlar tanımlanmıştır. Böylelikle, şaftın gerçekte yapmış olduğu eksenel ilerleme hareketi, bu model üzerinde göz önünde bulundurulmamaktadır.



Şekil 10.13 Eksenel İlerleme Hareketi Yapan Kayıcı Mafsal

Sabit kardan mafsalını belirtmek üzere, iki çatal ve istavroz arasındaki hareketi temsil edecek şekilde, bir sistem oluşturulmuştur. Bu sistemde, istavrozun kendisini kullanmak yerine, temsili bir yapı kullanılmıştır. Çatal eksenlerinin çakıştığı noktada tanımlanan bir noktasal sonlu eleman, sadece şaftın eksenini etrafında dönme serbestliğine sahiptir ve bu noktasal eleman, çatal elemanlarının istavrozla temas eden bölgelerine Şekil 10.14. 'te gösterilen rijit bir eleman olan M.P.C.'ler vasıtasıyla bağlanmıştır.

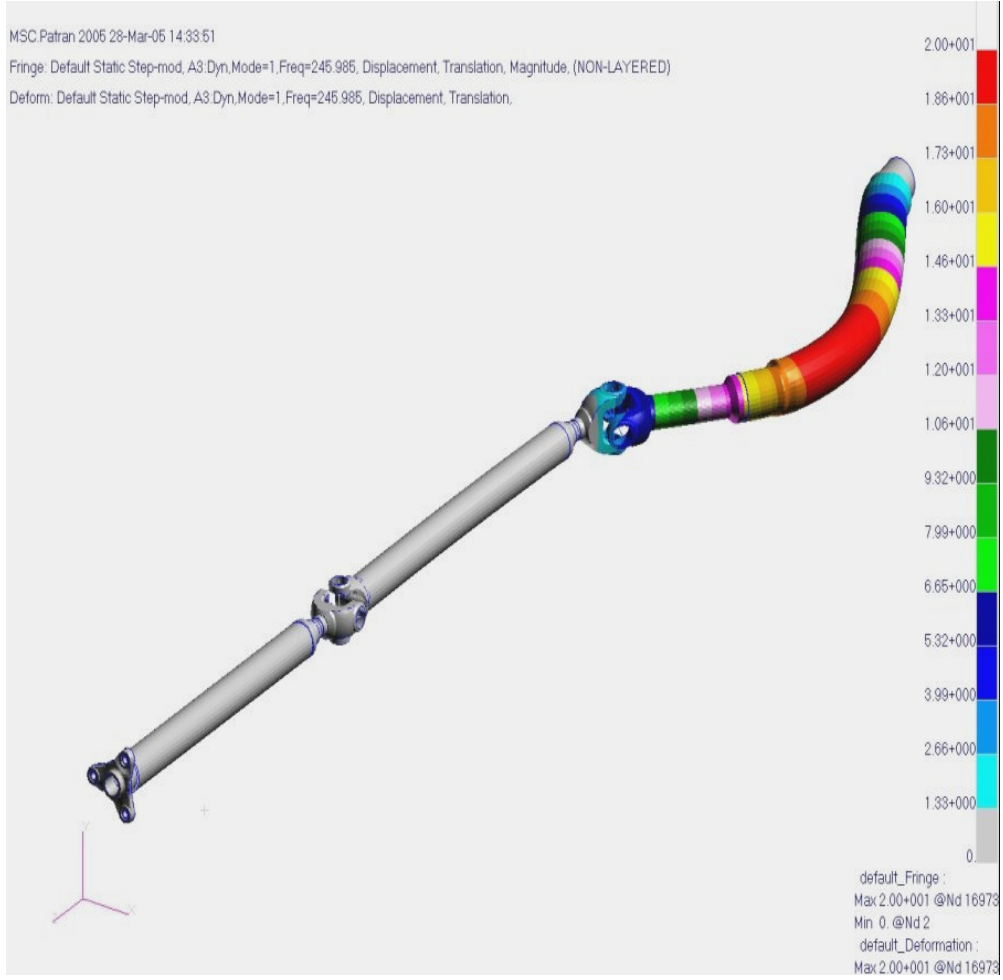


Şekil 10.14 Sabit Kardan Mafsalı Modeli

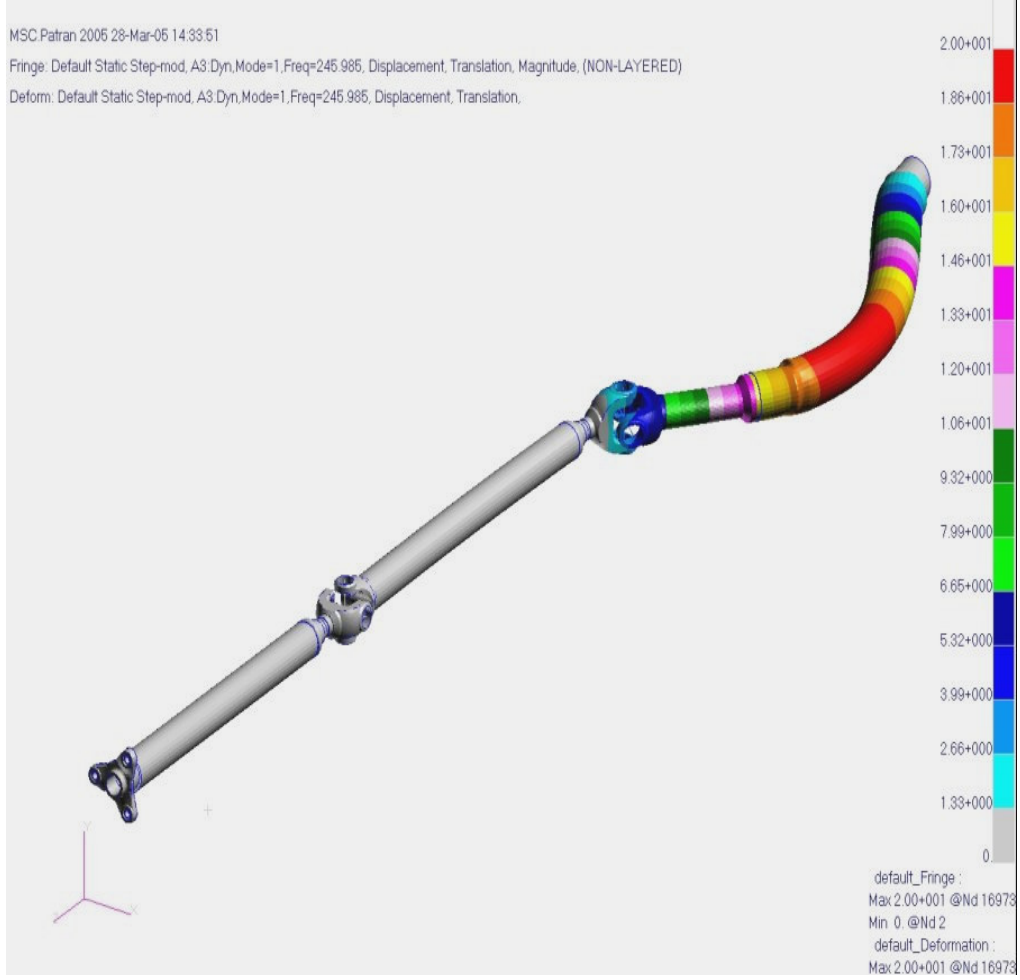
10.5 Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçları

10.5.1 Kritik Hız İçin Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçları

Şekil 10.15.'te gösterildiği gibi, sonlu elemanlar analizi sonucunda şaftın en önemli, yani birinci kritik hızının 245,985 Hz olduğu görülmektedir. Şekil 10.16.'da aynı model için bulunan ikinci kritik hız sonucu gösterilmektedir. İkinci mod, sonlu elemanlar analizi programı tarafından 248,9 Hz olarak hesaplanmıştır. Bu değer gittikçe yükselmektedir, ancak dikkat edilmesi gereken modlar bir ve ikinci modlardır.



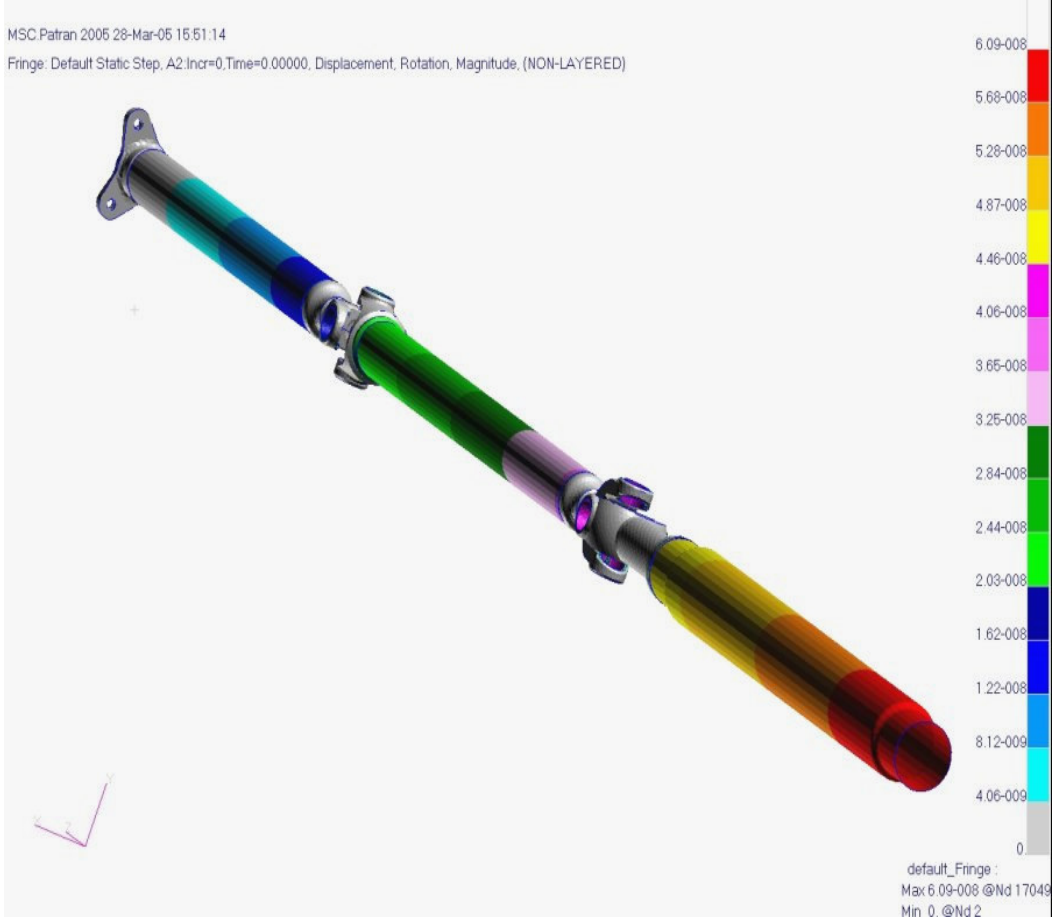
Şekil 10.15 Sonlu Elemanlar Analizi Kritik Hız Sonucu (1. Mod)



Şekil 10.16 Sonlu Elemanlar Analizi Kritik Hız Sonucu (2. Mod)

10.5.2 Burulma Katılığı İçin Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçları

Şekil 10.17 'deki sonlu elmanlar analizi sonuç sayfasında gösterildiği gibi, 1 Nmm'lik birim moment altında model, $6,09 \times 10^{-8}$ radyan'lık bir açılı ile burulacaktır.



Şekil 10.17 Sonlu Elemanlar Analizi Burulma Katılığı Sonucu

Şekil 10.17’ de yapılan renklendirmeden de görüldüğü gibi, şaft boyunca uzunlukla birlikte burulma değeri de artmaktadır. Kırmızı renk ile gösterilen bölgede şaftın yani uç kısmında burulma maksimum değere ulaşmıştır. Analizin başlangıç kısmında veri girişi yapılırken model üzerine 1Nmm’lik birim moment değeri uygulanmıştır. Genel bir uygulamada araç kardan şaftı üzerine gelen moment 3000 N m’ ye ulaşmaktadır. Analiz sonucuna göre, 1 N mm moment altında $6,09 \times 10^{-8}$ radyanlık açı ile burulan malzeme, 3000 N m moment altında yaklaşık $10,5^\circ$ burulacaktır. Bu değer, kardan şaftı uygulamalarında kabul edilebilir bir burulma miktarıdır.

11.SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME

Yapılan sonlu elemanlar analizi göstermiştir ki, arkadan itişli otomotiv araçlarında motordan çıkan gücü diferansiyele iletmek için kullanılan kardan şaftını temsil eden bir model, üç boyutlu geometrik modelleme programında hazırlandıktan sonra sonlu elemanlar yöntemiyle çözüm yapan bir programa aktarılabilen, model üzerinde aracın gerçek çalışma şartlarını temsil eden sınır şartları, malzeme özellikleri, döndürme momenti, kuvvet gibi parametreler verilerek sonlu elemanlar analizi yapılabilmektedir.

Bu çalışmada, sonlu elemanlar analizi programı üzerinde burulma katılığı ve kritik hız sonuçlarını elde etmek üzere veri girişi yapılmış ve istenen büyüklükler için çözüm yapılmıştır. Program içerisinde burulma katılığı çözümünün yapılabilmesi için belirtilmesi gerekli olan karakteristik özellikler, malzeme yoğunluğu, elastikiyet modülü ve poisson oranı gibi malzeme özellikleri, model üzerine uygulanan moment değeri, dönme ve ilerleme serbestliklerinin tayini ile parçalar arasındaki bağlantı şeklinin tanımı gibi sınır şartlarıdır. Kritik hız çözümü için ise malzeme özellikleri ve modelin geometrik bilgileri yeterlidir.

Bölüm 9’da kardan şaftı üzerinde burulma katılığı ve kritik hız sonuçları için teorik hesaplamalar yapılmış, Bölüm 10’da ise bu büyüklükler için sonlu elemanlar analizi sonuçları verilmiştir. Bu sonuçların karşılaştırılması, Tablo 11.1.’de verilmiştir.

Tablo 11.1. Sonlu Elemanlar Analizi ve Teorik Sonuçlar İçin Karşılaştırma

	Sonlu Elemanlar Analizi Sonucu	Teorik Hesaplama
Kritik Hız	245,985 Hz	253 Hz
Burulma Katılığı	$6,09 \times 10^{-8}$ rad	$6,1 \times 10^{-8}$ rad

Bu sonuçlara göre, kullanılan matematiksel formüller ve sonlu elemanlar analizi sonuçları birbirine çok yakındır.

Kardan şaftı sonlu elemanlar modeli üzerine uygulanan moment değeri burulma katılığı çözümü için gereklidir ve birim moment şeklindedir (1 N mm). Bu nedenle, çıkan sonuçlar birim moment değeri için geçerlidir.

Bu çalışmada bahsedilen kardan şaftı modeli üzerinde yapılan sonlu elemanlar analizi geliştirilerek, pek çok farklı büyüklük için de sonuçlar bulunabilir. Bu büyüklükler, titreşim, yorulma, gerilme (stres) şeklinde olabilir. Kardan mafsalı, geçmiş bölümlerde de belirtildiği gibi karmaşık bir kinematik özelliğe sahiptir. Daha ileri bir çalışmada, kardan mafsalı ile ilgili kinematik bir inceleme için sonlu elemanlar analizi metodu kullanılabilir ve literatüre kazandırılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **The Society of Automotive Engineers ,Inc., 1991** Universal Joint and Driveshaft Design Manual, Advances in Engineering Series No:7 , 400 Commonwealth Drive Warrendale, PA 15096.
- [2] **Doç. Dr. M. Sait YÜCENUR ve Y. Doç. Dr. Vedat TEMİZ**, 2001. Kavramalar Ders Notları, İ.T.Ü. Mak. Fak. , İstanbul
- [3] **Mehmet Uçar**, 1999. Kardan Kaplinlerinde Hasara Etki Eden Faktörler ve Alınması Gereken Tedbirler, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi **5**, 1033-1039
- [4] **Mahmood M Shokrieh, Akbar Hasani, Larry B. Lessard** 2004, Shear Buckling of a Composite Drive Shaft Under Torsion, Composite Structures **64** 63–69
- [5] **H.S. Kim, D.G. Le**, 2004 Optimal Design of the Press Fit Joint for a Hybrid Aluminum / Composite DriveShaft, Composite Structures, Published by Elsevier Ltd.
- [6] **Durk Hyun Cho, Dai Gil Lee** 1997, Manufacture of One-Piece Automotive Drive Shafts with Aluminum and Composite Materials Composite Structures Vol. 38, No. 1-4, pp. 309-319, Elsevier Science Ltd.
- [7] **Sergio Adefff** , 2001 MAR120- Introduction to engineering Analysis with MSC.MARC and MSC.Patran Course Notes, Santa Ana, USA
- [8] **Jussi Sopenan**, 2003 Studies on Torsion Vibration of a Double Cardan Joint Driveline “SAMEKO Project Report” Department of Mechanical Engineering Lappeenranta University of Technology 1 Lappeenranta, Finland
- [9] **Mehmet Uçar, Aybars Çakır, Nuray Uçar** ,1996 İmalat toleransları dahilinde kardan kavramalarının kinematik analizi ve imalat toleranslarının kavrama

kinematiğine etkisi, 7. Uluslararası Makina Tasrım ve İmalat Kongresi
ODTÜ, Ankara ,11-13 Eylül s.101/110

ÖZGEÇMİŞ

Beyhan UZUNOĞLU, 1982 yılında Kastamonu 'da doğdu. ilk ve orta öğrenimini İstanbul' da tamamladıktan sonra 1999 yılında İstanbul Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde üniversite eğitimine başlayarak 2003 yılında bu bölümden mezun oldu. Aynı yıl, İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Konstrüksiyon Programında Yüksek Lisans eğitimine başladı. Halen özel sektörde hizmet veren bir kardan şaftı imalat firması olan Akkardan San. ve Tic. A.Ş.(Gebze- Kocaeli)'de çalışmaktadır.

Beyhan Uzunoğlu