

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA KARDAN ŞAFTINA ETKİYEN TORK
DEĞERLERİNİN ARAŞTIRILMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tamer AKKURT

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

OCAK 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA KARDAN ŞAFTINA ETKİYEN TORK
DEĞERLERİNİN ARAŞTIRILMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Tamer AKKURT
(503091759)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. İ. Ahmet GÜNEY

OCAK 2013

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503091759 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Tamer AKKURT**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA KARDAN ŞAFTINA ETKİYEN TORK DEĞERLERİNİN ARAŞTIRILMASI**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. İ. Ahmet GÜNEY**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Murat EREKE**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İrfan YAVAŞLIOL
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **17 Aralık 2012**
Savunma Tarihi : **24 Ocak 2013**

Yokluğunun acısını her daim yüreğimde hissettiğim anneme ithafen,

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının hazırlanmasında ve tamamlanmasında bana her konuda verdiği sonsuz destekten ötürü, tez danışmanım Prof. Dr. İ. Ahmet GÜNEY'e sonsuz şükranlarımı sunarım. Kendisinin çok değerli tavsiyeleri ve desteği olmadan bu çalışmayı eminim tamamlayamazdım.

Çalışmamı maddi, manevi sonuna kadar destekleyen Murat ÇETREZ ve Aykut AKALIN'a; çalışmamın gerek teorik hesaplamalar kısmında, gerekse yapılan test sonuçlarının anlamlandırılması safhasında kafa kafaya verip birlikte mesai harcadığım değerli çalışma arkadaşlarım Ali Aykut ŞEN, Orçun KAPLAN, Fatih AYDIN, Caner KESİCİ ve Sibel KAYA'ya teşekkürü bir borç bilirim.

Son olarak, beni hayatımın her evresinde ne yapıyorsam en iyisini yapmam konusunda cesaretlendiren ve desteklerini her daim arkamda hissettiğim aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ocak 2013

Tamer Akkurt
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	1
2. AKTARMA ORGANLARI SİSTEMİNE GENEL BAKIŞ	3
2.1 Sistem Tanımı	3
2.2 Kardan Şaftı.....	4
3. KARDAN ŞAFTI TASARIMDA DİKKATE ALINAN TORK TİPLERİ.....	7
3.1 Başlangıç (Hareket Ettirici) Torku:	7
3.2 Tekerlek Kuvvet Bağlantısı Torku	8
3.3 Kardan Şaftı Tasarım/Seçim Parametresi: Maximum Tork	10
4. KARDAN ŞAFTI ÜZERİNDEN DENEYSEL TORK ÖLÇÜMÜ.....	13
4.1 Deney	13
4.1.1 Deney donanımı	14
4.1.2 Dijital radyo telemetri sistemi ve kardan şaftı enstrümantasyonu	14
4.1.3 Dijital radyo telemetri sistemiyle şaft kalibrasyonu.....	15
4.1.4 Gerçek araç üzerinden telemetri sistemi ile tork ölçümü.....	19
4.1.4.1 Aktarma organları darbe testi.....	20
5. TEORİK HESAPLAMALAR ve DENEY VERİLERİ	23
5.1 Teorik Tork Hesapları	23
5.2 Aktarma Organları Darbe Testi Tork Ölçüm Sonuçları	26
5.2.1 Testin 1. viteste ileri yönlü harekette yapılması durumu:	26
5.2.2 Testin geri viteste geri yönlü harekette yapılması durumu:	28
6. SONUÇ ve ÖNERİLER.....	33
6.1 İleri Yönde Yapılan Aktarma Organları Darbe Testi	33
6.2 Geri Yönde Yapılan Aktarma Organları Darbe Testi	35
6.3 Tork Değerlerine Göre Kardan Şaftı Seçimi	37
7. TEKERLEK KUVVET BAĞLANTISI TORKUNA FARKLI BİR BAKIŞ .39	39
AÇISI.....	39
7.1 Çekicinin Tam Yükte Eğimli Yolda İlerlemesi Durumu	40
7.1.1 Araç yokuş sınırı	40
7.1.2 Eğimin çekici arka aks yükü üzerine etkisi.....	46
7.1.3 Eğimin tekerlek kuvvet bağlantısı torkuna olan etkisi.....	48
KAYNAKLAR	53
ÖZGEÇMİŞ.....	55

KISALTMALAR

RWD	: Arkadan tahrikli taşıt
Hp	: Beygir gücü
FDR	: Diferansiyel çevrim oranı
Nm	: Newton metre
GVM	: Taşıtın tam yüklü konumundaki aks yükleri toplamı
ECU	: Motor kontrol ünitesi

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : Şaft numaralarına göre çeşitli aks tahrik konfigürasyonları için n_1 ve n_2 değerleri.....	9
Çizelge 4.1 : Kalibrasyon çalışmasında alınan ölçüm sonuçları.....	18
Çizelge 5.1 : Çekiciye ait teknik özellikler çizelgesi.....	24
Çizelge 5.2 : Birinci vites kademesinde aracın ileri yönlü hareketi için alınan ölçüm sonuçları.....	28
Çizelge 5.3 : Geri vites kademesinde aracın geri yönlü hareketi için alınan ölçüm sonuçları.....	31
Çizelge 6.1 : Şafta etkiyen tork değerine göre katalogdan kardana şaftı seçimi.....	37
Çizelge 7.1 : Maksimum tırmanma açısına kadar olan aks yükleri değerleri.....	48
Çizelge 7.2 : Arka aks yükü ve tekerlek kuvvet bağlantısı torku değerlerinin eğimle olan değişimi.....	51

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : RWD bir araca ait driveline sistemi.....	3
Şekil 2.2 : RWD bir araç için tork akış şeması.....	4
Şekil 2.3 : Kardan şaftının araç üzerindeki yandan görünümü.....	5
Şekil 2.4 : Kardan şaftının araç üzerindeki üstten görünümü.....	6
Şekil 2.5 : Çok parçalı kardan şaftı uygulaması.....	6
Şekil 3.1 : Günümüz ağır vasıtalarında görülen aks tahrik konfigürasyonları.....	8
Şekil 3.2 : Başlangıç torkunun tekerlek kuvvet bağlantısı torkundan büyük olması sonucu ortaya çıkan tahrik tekerleğinde kayma durumu.....	10
Şekil 4.1 : Telemetri cihazıyla üzerinden data toplanan 4x2 RWD çekici.....	13
Şekil 4.2 : Dijital radyo telemetri sistemi bileşenleri.....	14
Şekil 4.3 : Araç kardan şaftının dijital radyo telemetri sistemiyle Enstrümantasyonu.....	15
Şekil 4.4 : Yaprak tipi strain gauge.....	16
Şekil 4.5 : Kalibrasyonda kullanılan hidrolik tork uygulayıcı.....	17
Şekil 4.6 : Test ekipmanına mafsallanmış kardan şaftı ve telemetri sistemi.....	18
Şekil 4.7 : Test ekipmanına mafsallanmış kardan şaftı ve telemetri sistemi.....	19
Şekil 4.8 : Telemetri sistemiyle gerçek araç üzerinden tork datası toplanması.....	20
Şekil 4.9 : Aktarma organları darbe testi esnasında yol kamyonunun görünümü.....	21
Şekil 5.1 : Temel araç ölçüleri ve yükleri.....	23
Şekil 5.2 : Zaman vs. kardan şaftına etki eden kuvvet / motor hızı – Çevrim 1.....	27
Şekil 5.3 : Zaman vs. kardan şaftına etki eden kuvvet / motor hızı – Çevrim 2.....	27
Şekil 5.4 : Zaman vs. kardan şaftına etki eden kuvvet / motor hızı – Çevrim 1.....	30
Şekil 5.5 : Zaman vs. kardan şaftına etki eden kuvvet / motor hızı – Çevrim 2.....	30
Şekil 6.1 : Motor hızı vs. motor torku ile motor hızı vs. motor gücü eğrileri.....	35
Şekil 7.1 : Standart bir semi treylere ait boyutlar.....	41
Şekil 7.2 : θ eğim açılı yol üzerindeki semi-treyler.....	43
Şekil 7.3 : θ eğim açılı yol üzerindeki çekici.....	44
Şekil 7.4 : Çekici arka aks yükünün yokuş eğim açısına bağlı değişim grafiği.....	47
Şekil 7.5 : Tekerlek kuvvet bağlantısı torkunun eğim açısına bağlı değişim grafiği.....	50

AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA KARDAN ŞAFTINA ETKİYEN TORK DEĞERLERİNİN ARAŞTIRILMASI

ÖZET

Ağır vasıtalarda içten yanmalı motorda üretilen tork ve devrin tahrik akslarına iletilmesinde rol alan kardan şaftları, taşıt aktarma organları içerisindeki elzem komponentlerden biridir. Bu açıdan araç üreticileri için yeni bir araçta kullanılacak olan kardan şaftının tasarımı veya tedarikçi kataloglarında bulunan kardan şaftlarından birinin bu araç için seçimi büyük önem arz etmektedir.

Kardan şaftı tasarımında veya seçiminde göz önünde bulundurulması gereken birçok parametre olmakla birlikte; bu çalışma kapsamında, kardan şaftı tasarımında birincil öneme sahip olan şaft üzerine etkiyen maksimum tork değerlerinin belirlenmesi konusu detaylıca incelenecektir.

Araç işletim şartlarında kardan şaftına etkiyen ve dikkate alınması gereken 2 farklı tork tipi vardır. Bunlar, başlangıç torku (M_A) ve tekerlek kuvvet bağlantısı torkları (M_H)'dır. Motor tarafından üretilen tork değerinin, moment değiştirici (şanzıman) ve/veya transfer kutusunda belirli çevrim oranları doğrultusunda artırıldıktan sonra kardan şaftına iletilen değeri, başlangıç torku ya da hareket ettirici tork (M_A) olarak tanımlanır. Tekerlek kuvvet bağlantısı torku (M_H) ise araç tahrik aksına etkiyen toplam yüke göre tekerleklerden zemine aktarılabilen maksimum tahrik kuvvetinden hareketle hesaplanan tork değeridir.

Kardan şaftı üzerine etkiyen başlangıç torkunun, yine kardan şaftı üzerine etkiyen tekerlek kuvvet bağlantısı torkundan büyük olması; tahrik tekerleklerinin, başlangıç torkunun tamamını zemine aktaramayarak patinaj yapacağı anlamına gelir. Dolayısıyla işletme koşullarında şaft üzerine etkiyebilecek maksimum tork değeri olarak; motorun maksimum tork değerini verdiği durumda hesaplanan başlangıç torku ve aynı durumda şafta etkiyebilecek maksimum tekerlek kuvvet bağlantısı torku göz önünde bulundurulur ve hangisi daha küçükse o dikkate alınır.

Bu çalışma kapsamında, kardan şaftına etkiyen tork değerleri ile ilgili teorinin doğruluğunun verifiye edilmesi ve taşıt için kardan şaftı seçiminde dikkate alınması gereken maksimum tork değerinin belirlenmesi için bir metodoloji geliştirilmesi hedeflenmektedir.

Çalışmanın ilk safhasında 420hp motor gücünde ve manuel vites donanımlı, 4x2 arkadan çekişli bir çekici için teorik tork hesapları yapılmıştır. Hesaplanan başlangıç torku ve tekerlek kuvvet bağlantısı torku değerleri karşılaştırılmış; başlangıç torkunun tekerlek kuvvet bağlantısı torkundan daha büyük olduğu görülmüştür. Bu durumda varılan yargı, kardan şaftı seçiminde tekerlek kuvvet bağlantısı torkunun dikkate alınması gerektiği olmuştur.

Çalışmanın bir sonraki safhası ise çekici kardan şaftına etkiyen maksimum tork değerinin deneysel olarak belirlenmesidir. Bu kapsamda dijital radyo telemetri sistemiyle araç kardan şaftı üzerinden tork ölçümleri alınması planlanmıştır.

Telemetri sistemi kabaca; üzerinden ölçüm alınmak istenen komponente yapıştırılacak strain gauge, strain gaugein ölçtüğü voltaj değerlerini kodlayan bir voltaj kodlayıcı, kodlanan değerlerin sinyal olarak yayılması için anten kablolu frekans yayıcı, alıcı anten ve alıcı ünitesinden oluşmaktadır.

Kardan şaftı üzerine yapıştırılan strain gaugeler'den birim şekil değişimine karşılık gelen milivolt cinsinden voltaj değerleri okunabilmektedir. Ancak bulunmak istenense, kardan şaftına etkiyen tork değerleridir. Alınacak ölçümlerden istenen değerlerin tespit edilebilmesi için, çekici kardan şaftı üzerine enstrümente edilen telemetri sistemi, kardan şaftına kontrollü olarak tork verebilen ve verilen tork değerlerini kayıt altına alabilen bir test merkezinde kalibre edilmiştir. Kalibrasyon çalışmasındaki amaç, kardan şaftına etki eden tork değerine karşılık telemetri sisteminden okunan milivolt cinsinden voltaj değerini belirlemektir. Böylece aynı sistemle gerçek araç üzerinden toplanacak voltaj değerlerine karşılık, kardan şaftına etkiyen tork değerleri geri besleme yoluyla saptanabilecektir.

Sistem kalibrasyonunun ardından gerçek araç üzerinden ölçüm alınması aşamasına geçilmiştir. Bu aşamada, ulaşılmaya çalışılan hedef doğrultusunda anlamlı veriler elde edilmesi amacıyla; aracın tam yüklü olduğu, motorun maksimum tork değerini sağladığı kuru asfalt bir zemin üzerinde aktarma organları darbe testi icra edilmiş ve bu esnada kardan şaftı üzerinden telemetri sistemiyle veri toplanmıştır.

Kalibrasyon aşamasında toplanan değerler ışığında anlamlandırılan araç verileri neticesinde kardan şaftına, ilk etapta hesaplanan tekerlek kuvvet bağlantısı torku değerlerine çok yakın mertebede tork değerlerinin etki ettiği görülmüştür.

Ortaya çıkan test ölçüm sonuçları, işletme koşullarında şaft üzerine etkiyebilecek maksimum tork değeri olarak; motorun maksimum tork değerini verdiği durumda hesaplanan başlangıç torku ve aynı durumda şafta etkiyebilecek maksimum tekerlek kuvvet bağlantısı torkundan hangisi daha küçükse onun dikkate alınması gerektiği yönündeki knowhowı kanıtlamıştır. Ayrıca test sonucu elde edilen kardan şaftına etkiyen ortalama tork değeri, teorik hesaplamalar esnasında literatüre dayandırılarak kabulü yapılan bazı katsayı değerlerinin, çalışmada kullanılan çekici için spesifik olarak hesabına olanak sağlamıştır.

Son olarak, taşıt arka aks yükünü ve buna paralel olarak tekerlek kuvvet bağlantısı torkunu artırarak, kardan şaftına etkiyen maksimum tork değerini de artırma potansiyeli bulunan taşıtın yokuş tırmanma durumu detaylıca irdelenmiştir.

THE RESEARCH OF TORQUE VALUES WHICH AFFECTS TO THE HEAVY DUTY VEHICLE DRIVESHAFTS

SUMMARY

The main function of the powertrain system is training the torque, which is being produced by the internal combustion engine and increased by the transmission, to the tractive vehicle tires. The components that train the engine torque through the tractive tires such as clutch, transmission, driveshaft and differential are the main components of the powertrain system.

One of the important components of vehicle powertrain systems is driveshaft that trains the torque and rotation produced by internal combustion engine through the traction axles. The driveshafts are mostly located between the transmission and the differential on the rear axle. Depending on the vehicle's traction configuration, the drivehsafts can be located between the differentials on the rear axles in some of the heavy-duty trucks, which are being tracked more than one axle such as 6x4, 8x4 vehicle configurations. Briefly, the design of the driveshaft for a new vehicle project or the selection of driveshaft from the supplier catalogues is really crucial for car makers.

There are a couple of parameters must be borne in mind during either the design of a driveshaft or selection of a driveshaft. They are the maximum torque value acting on the driveshaft, critical angular velocity, resultant angle of the joint and operating conditions. However, the scope of this study is the detailed investigation of maximum torque values acting on the driveshaft, and the torques affecting to the driveshaft is the prior parameter should be considered during the driveshaft design.

There are 2 types of torque acting to the driveshaft on the field. These are starting (driving) torque (M_A), and adhesion torque (M_H). The torque which is the increased version of engine torque by the transmission or transfer box according to the gear ratios, is called as starting torque. On the other side, the adhesion torque is the calculated torque value by using the traction force can be applied to the ground by the tractive vehicle tires.

If the starting torque affects on the driveshaft is greater than the adhesion torque, that means all traction effort cannot be delivered to the ground, the tractive tires will slip consequently. Therefore, the smaller one should be taken into account as the maximum torque value that can affect to the vehicle driveshaft in the field.

In this study, it was aimed to verify the theory of torque value acts on the driveshaft, and to develop a methodology for identifying the maximum torque value to use in the vehicle's driveshaft selection.

In the first phase of the study, the theoretical torque calculations were maden for a rear wheel drive heavy duty truck which has 420 hp power and instrumented by a manual transmission. The calculated adhesion and starting torque values were compared and it was spotted that starting torque is greater than the adhesion torque for this vehicle.

In this case, the judgement is the adhesion torque should be taken into account during the driveshaft selection of this vehicle.

The secondary phase of the study is experimental identification of torque value which acts on the driveshaft of specified heavy duty truck. According to this scope, it was planned to take torque measurements onto the vehicle driveshaft by using digital radio telemetry system.

The telemetry system roughly contains strain gauge, voltage encoder, frequency transmitter with wire antenna, receiving antenna and receiver unit. During the instrumentation of the telemetry system, the strain gauge is established onto the component that will be measured, and the strain gauge is connected to the voltage encoder by a cable. The frequency transmitter with wire antenna and the voltage encoder are tightly located onto the rotated component which is going to be measured. Firstly, the voltage encoder transmits the voltage value taken from the strain gauge, to the frequency transmitter. After that, the frequency transmitter spreads that voltage value along the environment as a radio frequency. The receiving antenna is established in a location where is maximum 10 meters far from the frequency transmitter. The receiving antenna is connected to the receiver unit by a connection cable, and the receiver unit is connected to the analog digital converter. The digital converter is directly connected to the computer, and by the software in the computer, the voltage values measured by the strain gauge are monitored in the computer, and can be saved shortly.

Despite the strain gauges taped onto the driveshaft can measure the voltage in terms of milivolt according to the existing strain on the driveshaft under torsional moment, the thing wanted to know is the torque value acting on the driveshaft. In order to get desired values from the measurements, the driveshaft was instrumented with telemetry system, and the driveshaft was calibrated in a test bench. The test bench is capable to apply torque values to the driveshaft under control whatever the user wants, and it is also able to record the values applied. The target of the calibration study was identifying the counter torque value acts to the driveshaft per each milivolt value measured by telemetry system. By this way, the torque values acts on the driveshaft will be specified in the next step which is making measurements from the truck during the driveline impact test.

The phase after the system calibration was taking measurements from the real truck. In this phase, data was gathered by telemetry system from the vehicle driveshaft during the driveline impact test. The driveline impact test is actually crucial for the validation of driveshaft, transmission and clutch from robustness and functionality point of view because the maximum torque value can be derived by the engine is affected onto the all powertrain components very sudden and pulsed during this validation test. Before starting to the driveline impact test, the vehicle is loaded until the gross vehicle mass (GVM) which is the permitted maximum loaded value of the whole vehicle. At engine switched on and the vehicle stopped position, the transmission is set to the grade with the maximum gear ratio which is the first gear (starting gear) in modern vehicles. Meantime, the clutch pedal is fully pressed by the driver. Afterwards, the driver gives the full throttle to the vehicle, and as soon as the engine speed reaches to the maximum rpm, the driver gives up his foot from the clutch pedal suddenly. In this case, the maximum engine torque is trained through all powertrain components with a pulsed and sudden behavior. The test was done on dry asphalt road when the vehicle was loaded in maximum capacity; the engine provided

maximum torque in order to get remarkable measurement results compatible with the target that was tried to reach.

The test results show that very proximate torque values acted to the vehicle driveshaft during the driveline impact test compared to the adhesion torques calculated at the beginning of this study. That proves the theory which says 'If the starting torque affects on the driveshaft is greater than the adhesion torque, it means all traction effort cannot be delivered to the ground, the tractive tires will slip consequently. Therefore, the smaller one should be taken into account as the maximum torque value that can affect to the vehicle driveshaft in the field'. Moreover, the mean torque value affects to the driveshaft during the tests enables to make calculations for this truck specifically for the constants which were assumed depending on the technical literature in the theoretical torque calculations phase.

Finally, the maximum gradeability of the heavy duty truck was calculated. The intend was investigating the situation in detail while slope climbing in full load which has potential to increase rear axle load, increase the adhesion torque in parallel, and increase the maximum torque acts to the driveshaft accordingly. As a result, the calculations showed that the gradeability of the fully loaded tractor increases the rear axle load and the the adhesion torque in parallel. However, the dynamic axial load transfer coefficient should be ignored when it is assumed that the vehicle is climbing its maximum gradeability value in full load because it is not possible to accelerate for the vehicle under these circumstances. In summary, the acceleration of the vehicle or slope climbing of the vehicle has an identical effect on the adhesion torque from vehicle dynamics point of view. All these two conditions should be investigated carefully, and the adhesion torque can be acted onto the driveshaft should be calculated for each condition. According to the results, the bigger adhesion torque value should be taken into account, and the driveshaft selection or design should be performed based on that. For the tractor inspected in the scope of this study, the maximum adhesion torque can be acted onto the vehicle driveshaft is 23169 Nm at zero slope. The driveshaft u-joint selection depending on that value is going to be correct.

1. GİRİŞ

Yük taşımacılığında kullanılan günümüz ağır vasıtalarının tamamında, motorda üretilen tork, tahrik akslarına kardan mili aracılığıyla aktarılmaktadır. Kardan milleri dönel komponentler olduklarından ve araç işletim şartlarında ciddi tork değerlerine maruz kaldıklarından ötürü, tasarım aşamasında göz önünde bulundurulması gereken çeşitli parametreler vardır. Bunlardan başlıcaları;

- Şaft üzerine etkiyebilecek maksimum tork değerleri,
- Kritik hız,
- Mafsalsal açısı,
- İşletme şartlarıdır.

Ancak bu çalışma kapsamında, kardan şaftı tasarımında birincil öneme sahip olan şaft üzerine etkiyen maksimum tork değerlerinin belirlenmesi konusu detaylıca incelenecek ve eldeki teorik veriler, dijital radyo telemetri sistemiyle gerçek araç üzerinden alınan deneysel sonuçlarla korele edilmeye çalışılacaktır.

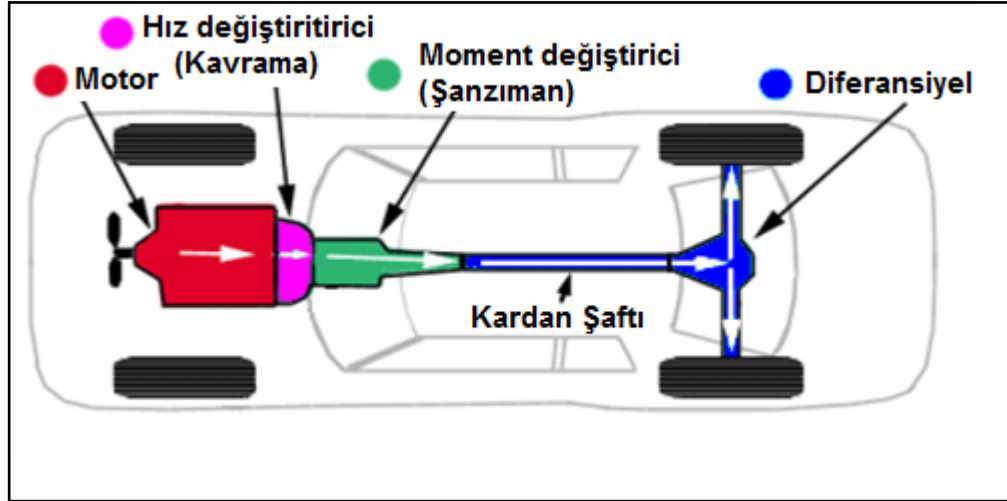
1.1 Tezin Amacı

Tezin amacı, araç hareketi esnasında kardan şaftı üzerine etkiyen tork değerlerinin araştırılmasıdır. Bu kapsamda, ilk olarak 420 hp motor gücüne sahip gerçek bir çekici için teorik tork hesapları yapılacaktır. Daha sonra araç kardan şaftı telemetri sistemiyle enstrümente edilerek, şaft üzerinden ağır koşullarda deneysel tork ölçümü alınacaktır. Bir sonraki adımda, alınan ölçüm sonuçları anlamlandırılarak, yapılan teorik hesapla ölçüm sonuçlarının korele olup olmadığı incelenecektir. Test sonucu elde edilen veriler ile test öncesinde yapılan teorik hesaplamaların uyumlu çıkması durumu; eldeki knowhowın kanıtlanmış olması ve kardan şaftı tasarımında ve/veya seçiminde şaftın dayanım ve ömrü açısından dikkate alınması gereken maksimum tork değerinin teste gerek olmadan bilinir olması açısından oldukça önemlidir.

2. AKTARMA ORGANLARI SİSTEMİNE GENEL BAKIŞ

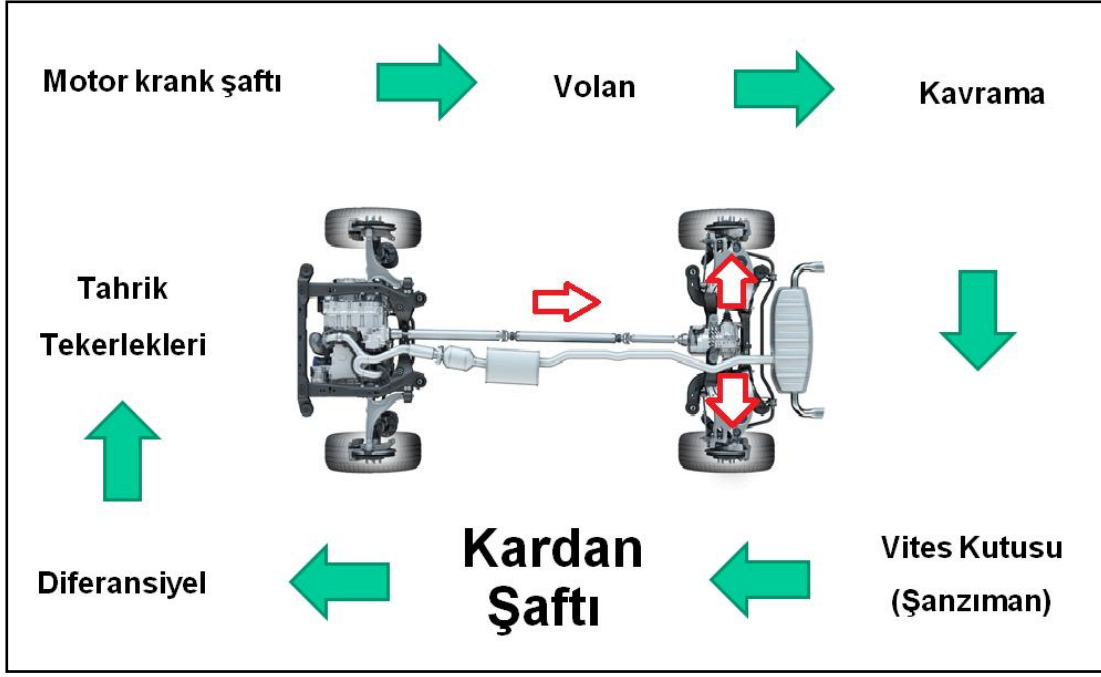
2.1 Sistem Tanımı

Aktarma organları sisteminin ana fonksiyonu, motorda üretilen ve vites kutusu aracılığıyla değeri artırılan torkun tahrik tekerleklerine iletilmesi işlemidir. Motor torkunun tahrik tekerleklerine iletilmesinde başlıca rol alan kavrama, vites kutusu, kardan mili ve diferansiyel gibi komponentler; aktarma organları sisteminin ana bileşenlerini oluşturur.



Şekil 2.1: RWD bir araca ait driveline sistemi.

Arka aksından tahrikli bir araç için; içten yanmalı motorda kimyasal enerjinin mekanik enerjiye çevrilmesi sonucu ortaya çıkan tork sırasıyla; krank mili, volan ve kavrama üzerinden moment dönüştürücü olarak görev yapan vites kutusuna aktarılır. Vites kutusundaki her bir vites kademesine ait belirli bir çevrim oranı vardır. Araç hangi vites kademesindeyse, o vites çevrim oranı kadar artırılan motor torku, kardan şaftı aracılığıyla tahrik aksı üzerindeki diferansiyele iletilir. Diferansiyel tarafından son çevrim oranı kadar (FDR) daha artırılan tork, aks aracılığıyla tahrik tekerleklerine iletilmiş olur. Şekil 2.2’de arkadan çekişli bir araca ait aktarma organları üzerindeki tork akış şeması görülmektedir.



Şekil 2.2: RWD bir araç için tork akış şeması.

2.2 Kardan Şaftı

Kardan şaftının araç üzerindeki temel görevi, motor tarafından üretilen devir ve torkun, vites kutusundan alınıp tahrik aksı üzerinde bulunan diferansiyele iletilmesidir. Dolayısıyla kardan şaftları araç üzerinde, vites kutusuyla diferansiyel arasına yerleştirilmekle birlikte; araç konfigürasyonuna göre birden fazla akstan tahrikli ağır vasıtalarda (6x4, 8x4 gibi), arkadaki tahrik aksları üzerinde bulunan diferansiyeller arasına yerleştirilerek de tahrik iletimini sağlarlar.

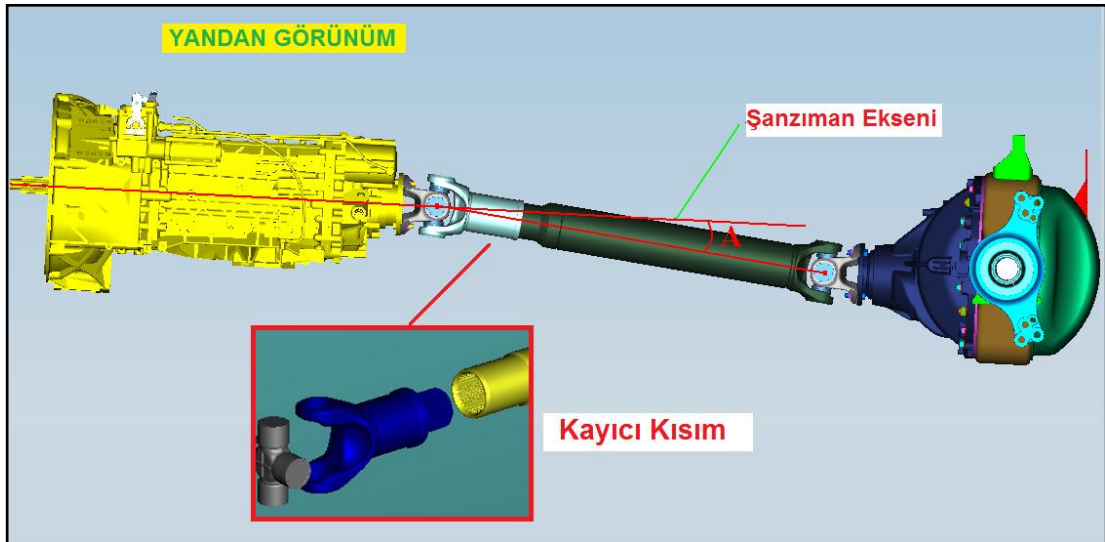
Aracın özellikle bozuk satıh üzerinde seyrettiği durumlarda, aracın tahrik aksları üzerindeki süspansiyon, yoldan gelen etkilere göre araç ekseni ve araç eksenine dik yönde aks hareketine izin verir. Bu hareketler doğrultusunda aks, bağlı olduğu diğer araç bileşenlerine baskı ya da darbe uygulayacaktır. Kardan şaftının bir başka görevi de bu noktada ortaya çıkmaktadır. Özellikle tahrik aksının, kardan mili aracılığıyla vites kutusuna eğilme momenti uygulamasını veya darbe kuvveti yoluyla aktarma organları sistemi üzerinde herhangi bir hasara sebebiyet vermesini engellemek gerekmektedir. Bu bakımdan kardan şaftları, açısız ve eksenel hareket edebilme özellikleriyle, tahrik aksı hareketlerinin aktarma organları sistemi üzerinde oluşturabileceği olumsuz etkileri ortadan kaldırır.

Kardan shaftlarının alt bileşenleri olarak;

- Bağlantı flanşı,
- Şaftın açısal olarak hareket edebilmesini sağlayan U-tip kardan mafsalı
- Şafta eksenel hareket kabiliyeti kazandıran kayıcı kısım,
- Belirli bir et kalınlığına sahip boru,
- Gürültü ve titreşim sönümleme maksatlı ses damperi

gösterilebilir.

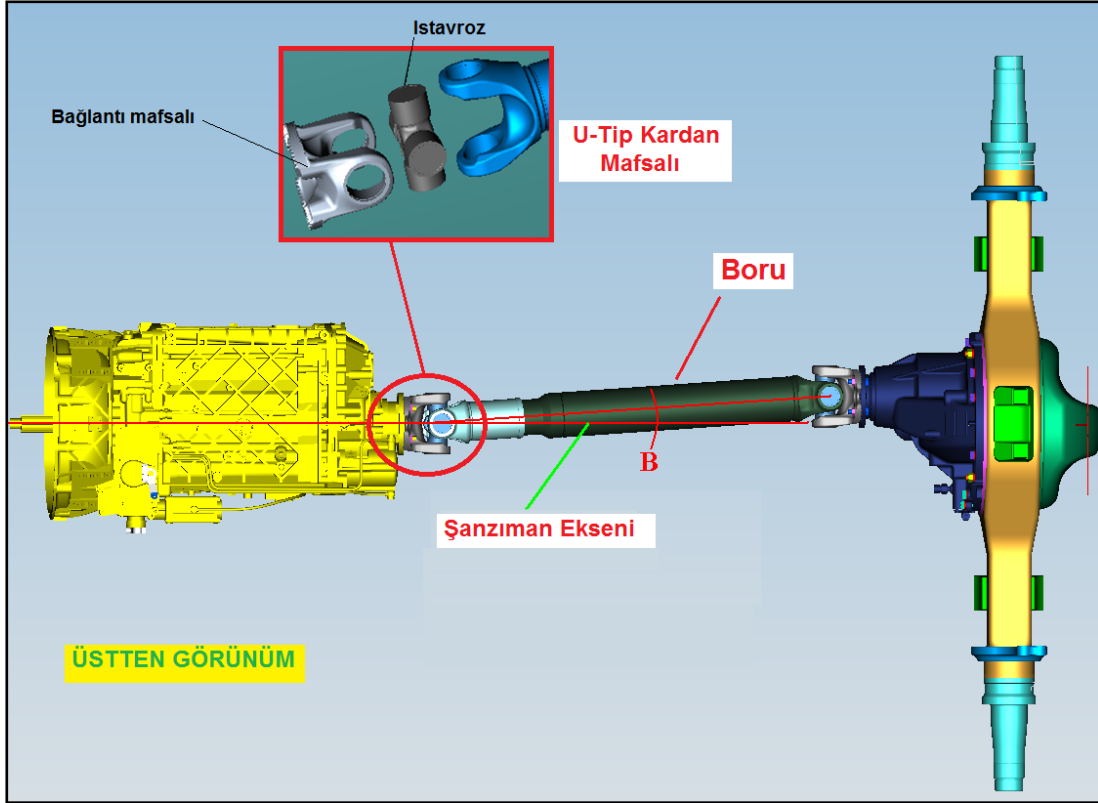
Şekil 2.3 ve Şekil 2.4'te 4x2 RWD (arkadan çekişli) bir çekiciye ait kardan milinin araç üzerindeki yerleşimine ait yandan ve üstten görüntüsü görülmektedir.



Şekil 2.3: Kardan shaftının araç üzerindeki yandan görünümü.

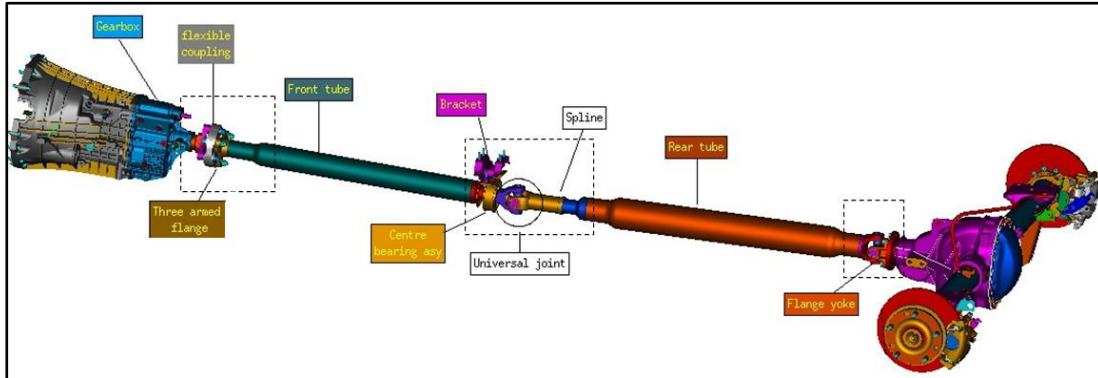
Ayrıca kardan shaftının ana bileşenleri de aynı şekiller üzerinde detaylı olarak görülmektedir.

Kardan shaftları bazı uygulamalarda tek parçalı olabilecekleri gibi araç şasi uzunluğuna ve aracın çekiş konfigürasyonuna göre çok parçalı olarak da tasarlanabilirler. Çok parçalı kardan shaftları, literatürde 'center bearing' olarak anılan bir askı mekanizmasıyla taşıt şasi koluna bağlanır. Bu tip askı mekanizmalarının, kardan shaftı titreşimlerini şasiye iletmemek amacıyla, izolasyon ve sönümleme özellikleri vardır. Bu özelliklerini yapılarındaki vulkanize edilmiş kauçuk malzeme vasıtasıyla kazanırlar.



Şekil 2.4: Kardan şaftının araç üzerindeki üstten görünümü.

Şekil 2.5'te askı mekanizmasıyla birlikte çok parçalı bir kardan şaftı tasarımı görülmektedir.



Şekil 2.5: Çok parçalı kardan şaftı uygulaması [1].

3. KARDAN ŞAFTI TASARIMDA DİKKATE ALINAN TORK TİPLERİ

Araç işletim şartlarında kardan şaftına etkiyen ve dikkate alınması gereken 2 farklı tork tipi vardır. Bunlar, başlangıç torku ve tekerlek kuvvet bağlantısı torklarıdır. Bu bölümde, bu tork çeşitleri detaylıca anlatılacaktır.

3.1 Başlangıç (Hareket Ettirici) Torku:

Motor tarafından üretilen tork değerinin, moment değiştirici (şanzıman) ve/veya transfer kutusunda belirli çevrim oranları doğrultusunda artırıldıktan sonra kardan şaftına iletilen değeri, başlangıç torku ya da hareket ettirici tork olarak tanımlanır. Başlangıç torkunun manuel veya otomatik şanzımanlı araçlar için nasıl hesaplanması gerektiği aşağıda verilmiştir.

Manuel şanzımanlı araçlar için başlangıç torku [2]:

$$M_A = M_M \times f_{ST} \times i_A \times \varepsilon_{V,H} \times (e_{TM})^{n_1} \quad (3.1)$$

Otomatik şanzımanlı araçlar için başlangıç torku [2]:

$$M_A = M_M \times i_A \times i_C \times \varepsilon_{V,H} \times (e_{TM})^{n_1} \quad (3.2)$$

Formülasyonlar içerisindeki terimler açıklanacak olursa [2]:

i_A = Tork hesabı yapılan kardan şaftı ile motor arasındaki maximum vites çevrim oranı

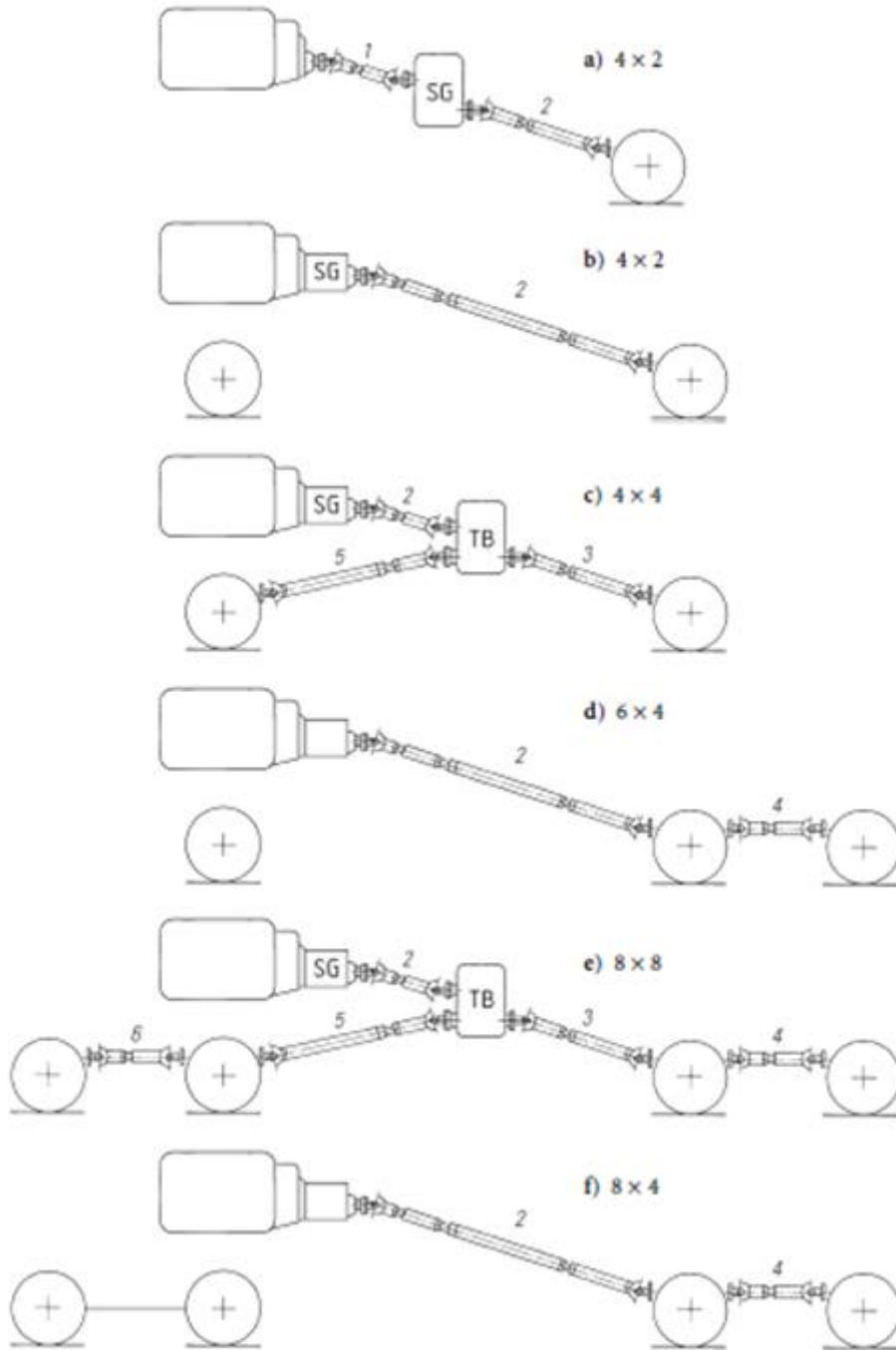
f_{ST} = kavrama darbe faktörü (Şekil 3.1’de verilen şaft konfigürasyonlarına göre; vites kutusundan hemen sonraki 2 numaralı kardan şaftları için 1.6, transfer kutusundan sonraki tüm kardan şaftları için 1.2 alınır)

$e_{TM} = 0,95^{n_1}$ (vites kademesi verimi)

n_2 = Tork hesabı yapılan kardan şaftı ile motor arasındaki vites kademe sayısı (Çizelge 3.1’den alınacaktır)

$\varepsilon_{V,H}$ = Transfer kutusu bulunan araçlar için, transfer kutusundaki tork dağılım oranı (ön/arka)

n_1 = Vites kademesi veriminde kullanılan katsayı (Çizelge 3.1’den alınacaktır)



Şekil 3.1: Günümüz ağır vasıtalarında görülen aks tahrik konfigürasyonları [2].

3.2 Tekerlek Kuvvet Bağlantısı Torku

Araç tahrik aksına etkiyen toplam yüke göre tekerleklerden zemine aktarılabilen maksimum tahrik kuvvetinden hareketle hesaplanan tork değeridir. Şu şekilde hesaplanır [2]:

$$M_H = m_{aks} \times g \times R_{ST} \times f_{TL} \times \mu \times [1/(\dot{I}_H \times (e_{AD})^{n_2})] \quad (3.3)$$

Formülasyonlar içerisindeki terimleri açıklamak gerekirse [2]:

μ = Zeminle tahrik lastikleri arasındaki sürtünme kuvveti (otoyol için 0.9, off-road uygulamaları için 1.2 alınabilir)

$e_{AD} = 0,95^{n_2}$ diferansiyel dişli kademeleri verimi

n_2 = Tahrik tekerlekleri ile kardan şaftı arasındaki dişli kademe sayısı (Çizelge 3.1'den alınacaktır)

g = Yer çekimi ivmesi (9.81 m/s^2)

R_{ST} = Statik lastik yarıçapı

f_{TL} = Dinamik yük transfer katsayısı (1.2 ile 1.4 arasında alınır)

$\dot{I}_H$ = Hesabı yapılan kardan şaftı ile tahrik tekerleği arasındaki toplam dişli çevrim oranı (genellikle diferansiyel çevrim oranı veya final drive ratio)

Çizelge 3.1: Şaft numaralarına göre çeşitli aks tahrik konfigürasyonları için n_1 ve n_2 değerleri [2].

Shaft	2					3		4	5	6	
Vehicle model	4 × 2	6 × 4	4 × 4	6 × 6	8 × 8	4 × 4	6 × 6	6 × 4	4 × 4	8 × 8	8 × 8
	6 × 2	8 × 4					8 × 8	6 × 6	6 × 6		
	8 × 2	4 × 4						8 × 8			
n_1	1	1	1	1	1	2	3	*	2	2	*
n_2	1	1.5	2	2.25	2.5	1	1.5	*	1	1.5	*

(Example: vehicle model 4 × 2 means tha the vehicle has 4 wheels, two of which are driven).
 * The specification of shaft 4 is developed from the specification for shaft 2 of 6 × 4 or shaft 3 for 6 × 6 vehicles. Shaft 6 from the specification of shaft 5 of 4 × 4, 6 × 6 or 8 × 8 vehicles. No n_1 or n_2 values are needed for this.

Görüldüğü üzere teorik formülasyonlar içerisinde, hasaplama yapılırken kabule dayalı olarak kullanılan birçok katsayı göze çarpmaktadır. Çalışma kapsamında yapılacak olan kardan şaftı üzerinden deneysel tork ölçümleriyle, yapılan teorik tork hesapları karşılaştırılacak ve kabul edilen katsayıların geçerli olup olmadığı verifiye edilecektir.

3.3 Kardan Şaftı Tasarım/Seçim Parametresi: Maximum Tork

Kardan şaftı tasarımında veya var olan araç datalarına göre uygun bir kardan şaftı seçimi yapılırken, yukarıda tanımlanan başlangıç ve tekerlek kuvvet bağlantısı torkları dikkate alınmalıdır. Başlangıç torku, motor tarafından üretilerek aracı tahrik etmeye çalışan tork; tekerlek kuvvet bağlantısı torku ise tahrik tekerleklerinden, aracın üzerinde bulunduğu zemine aktarılabilen maksimum tork değeridir. Dolayısıyla, kardan şaftı üzerine etkiyen başlangıç torkunun, yine kardan şaftı üzerine etkiyen tekerlek kuvvet bağlantısı torkundan büyük olması; tahrik tekerleklerinin, başlangıç torkunun tamamını zemine aktaramayarak patinaj yapacağı (kayacağı) anlamına gelir.



Şekil 3.2: Başlangıç torkunun tekerlek kuvvet bağlantısı torkundan büyük olması sonucu ortaya çıkan tahrik tekerleğinde kayma durumu.

Özetle, kardan şaftı tasarımı veya seçimi safhasında, işletme koşullarında şaft üzerine etkiyebilecek maksimum tork değeri olarak; motorun maksimum tork değerini verdiği durumda hesaplanan başlangıç torku ve aynı durumda şafta etkiyebilecek maksimum tekerlek kuvvet bağlantısı torku göz önünde bulundurulur ve hangisi daha küçükse o dikkate alınır.

M_A (başlangıç torku) $>$ M_H (tekerlek kuvvet bağlantısı torku) $\rightarrow$ Tahrik tekerlekleri, tahrik kuvvetinin tamamını zemine iletemeyerek Şekil 3.2’de görüldüğü gibi kaymaya başlayacaktır.

4. KARDAN ŞAFTI ÜZERİNDEN DENEYSEL TORK ÖLÇÜMÜ

Kardan şaftı tasarımında kritik öneme sahip şaft üzerine gelen başlangıç ve tekerlek kuvvet bağlantısı torkları hakkında bilinen knowhowı, araç üzerinden telemetri sistemiyle sistematik tork ölçümleri almak suretiyle verifiye etmek amaçlanmıştır. Test esnasında Şekil 4.1’de görülen 420 hp motor gücüne sahip 4x2 RWD çekicinin kardan şaftı üzerinden data toplanmıştır.



Şekil 4.1: Telemetri cihazıyla üzerinden data toplanan 4x2 RWD çekici.

4.1 Deney

Deney kapsamında aşağıdaki adımlar sırasıyla uygulanmıştır:

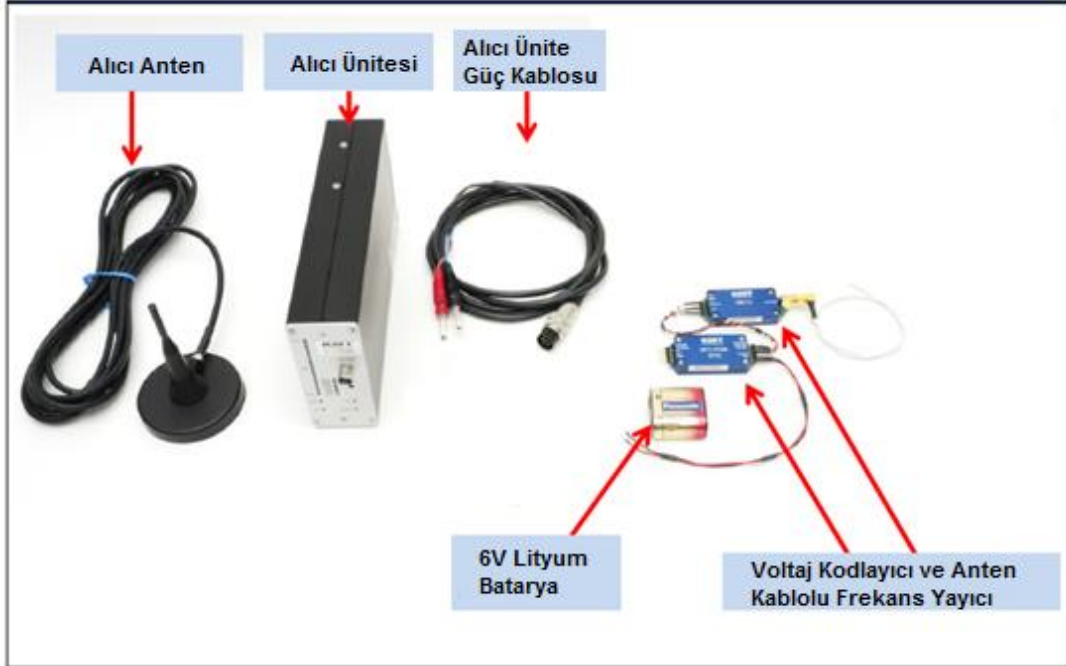
- Kardan şaftının telemetri sistemi cihazlarıyla enstrümantasyonu
- Enstrümente edilen kardan şaftının, şaft tedarikçisine ait test benchinde telemetri sisteminden kontrollü tork ölçümleri almak suretiyle kalibrasyonu
- Kalibrasyonu tamamlanan kardan şaftının çekiciye takılarak, çekici üzerinden bump stop testi esnasında telemetri sistemiyle tork ölçümü alınması

4.1.1 Deney donanımı

Deney donanımı olarak, kardan şaftı üzerinden tork ölçümü almak üzere dijital radyo telemetri sistemi kullanılmıştır.

Geleneksel strain gauge sistemiyle herhangi bir komponent üzerinden gerilme, eğilme veya burulma momenti ölçümleri alınırken, strain gauge’i kablo devresi aracılığıyla receiver’a bağlamak gerekmektedir. Ancak bu sistem dönel cisimler üzerinden ölçüm almayı, kablolama kısıtı nedeniyle imkânsız kılmaktadır.

Radyo sinyalli telemetri sistemi ise dönel komponentler üzerinden strain gauge aracılığıyla tork ölçümü alınabilmesine olanak tanımaktadır. Şekil 4.2’de radyo frekanslı telemetri sistemine ait alt komponentler görülmektedir.

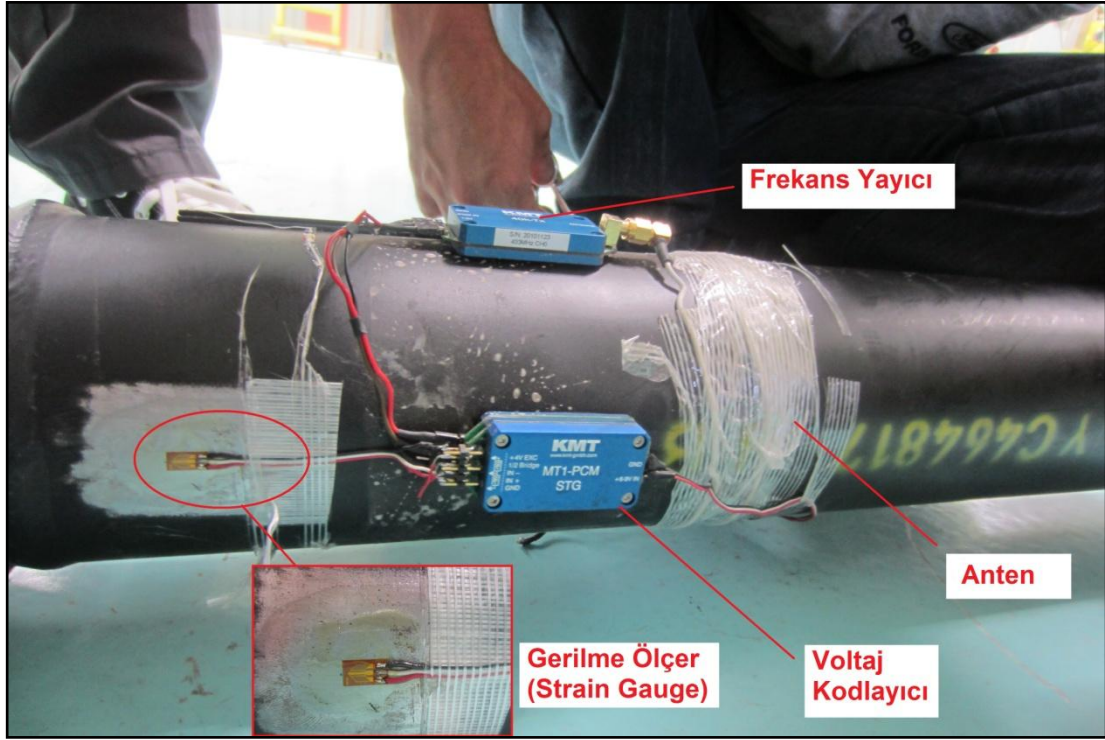


Şekil 4.2: Dijital radyo telemetri sistemi bileşenleri.

4.1.2 Dijital radyo telemetri sistemi ve kardan şaftı enstrümantasyonu

Telemetri sisteminin enstrümantasyonundan bahsetmek gerekirse; üzerinden ölçüm alınacak olan komponent üzerine yerleştiren strain gauge, kablo vasıtasıyla voltaj kodlayıcıya bağlanmaktadır. Anten kablolu frekans yayıcı ve voltaj kodlayıcı da ölçüm alınan dönel komponent üzerine sıkıca yerleştirilmektedir. Voltaj kodlayıcı, strain gaugeden aldığı voltaj değerini frekans yayıcıya aktarmakta; frekans yayıcı da kodlayıcıdan aldığı bu veriyi radyo frekansı olarak çevreye yaymaktadır. Ölçüm

alınan bölgenin 1 ila 10 metre çaptaki çevresinden bu yayılan radyo frekanslarını algılayabilen anten, uygulamaya göre uygun bir yere yerleştirilmektedir. Anten ise kablo vasıtasıyla alıcı ünitesine bağlanmaktadır. Alıcı ünitesi de analog dijital dönüştürücüye bağlanmaktadır. Dönüştürücü ise doğrudan bilgisayara bağlanmakta olup, sistem yazılımı sayesinde strain gaugeden okunan voltaj değerleri anında bilgisayarda görüntülenip, kaydedilebilmektedir. Şekil 4.3'te telemetri sistemine ait bileşenler görülmektedir.

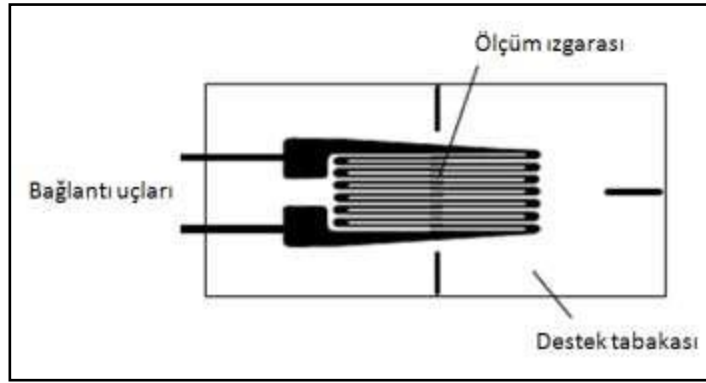


Şekil 4.3: Araç kardan şaftının dijital radyo telemetri sistemiyle enstrümantasyonu.

4.1.3 Dijital radyo telemetri sistemiyle şaft kalibrasyonu

Bilindiği üzere kardan şaftları, aktarma organlarının tork ve devir ileten komponentlerinden bir tanesidir ve tez çalışması kapsamında incelenen kardan şaftı, ağır vasıta üzerinde vites kutusundan diferansiyele tork ve devir iletmektedir. Şanzıman ve diferansiyele iki taraftan mafsallanmış olan kardan şaftı, motor tarafından sağlanan torku, şanzıman üzerinden aktarmaya başladığında, şaft üzerinde belirli bir düzeyde burulma momenti oluşur. Deney kapsamında kardan şaftı üzerine yapıştırılan strain gauge de esasen, bu burulma momentinin şaft üzerinde oluşturduğu birim şekil değişimini (deformasyon) ölçmektedir.

Strain gaugeler, kesiti çok küçük iletken bir telin çok ince bir şerit üzerine tekrarlı sarımlar şeklinde yerleştirilmesinden oluşur. Strain gaugeler üzerine yapıştırılan parça ile birlikte deformasyona uğrarlar. Bu sırada strain gaugeler üzerindeki tellerin çapı da değişir. Çapı değişen tellerin direnci de değişir ve sonuçta tel üzerinden geçen voltajın değeri değişir. Bu voltaj değişimi ölçülerek tellerdeki ve dolayısıyla üzerine yapıştırılan parçadaki şekil değişimi ölçülmüş olur. Daha sonra elastisite teorisinin bilinen denklemleri kullanılarak ölçülen şekil değişimi gerilmeye dönüştürülür. Şekil 4.4'te yaprak tipi strain gauge gösterilmektedir. [3]



Şekil 4.4: Yaprak tipi strain gauge.

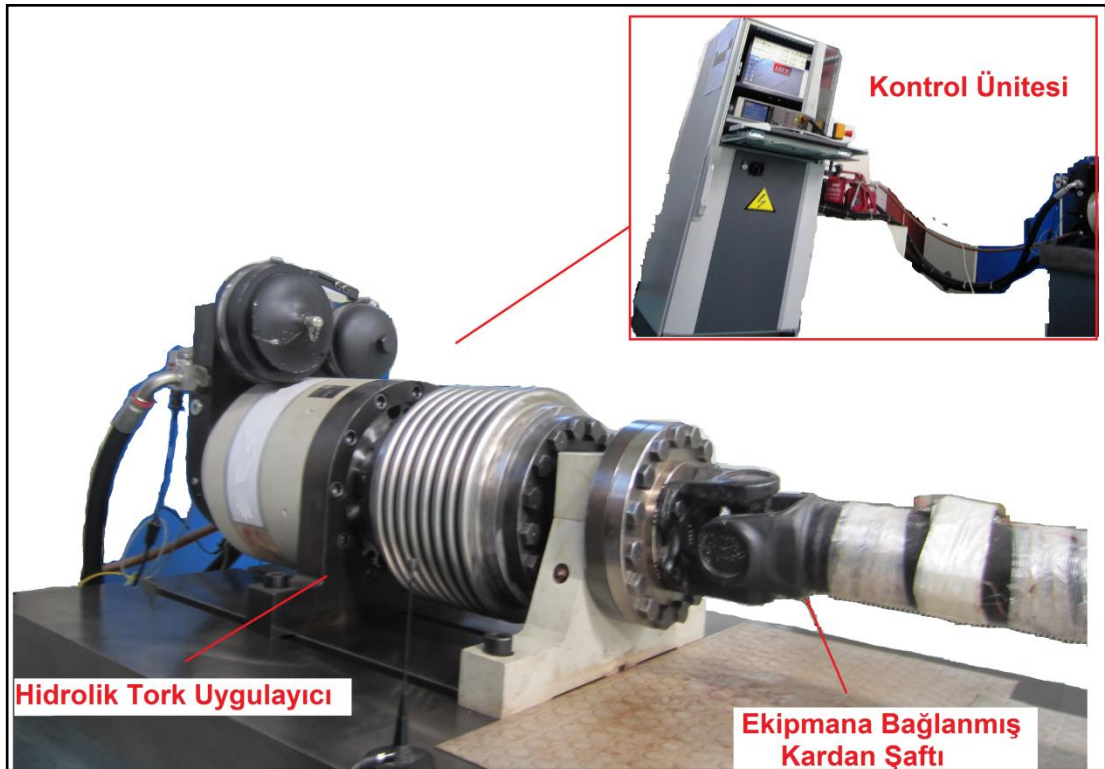
Ancak bu deneyde yapılan kalibrasyon çalışmasında, kardan şaftı üzerinden ölçülen birim şekil değişiminden hareketle, burulma momenti veya gerilme hesabı yapılmayacaktır. Kalibrasyon çalışmasındaki amaç, kardan şaftına etki eden tork değerine karşılık telemetri sisteminden okunan milivolt cinsinden voltaj değerini belirlemektir. Böylece aynı sistemle gerçek araç üzerinden toplanacak voltaj değerlerine karşılık, kardan şaftına etkiyen tork değerleri geri besleme yoluyla saptanabilecektir.

Kalibrasyon çalışması, kardan şaftına kontrollü olarak tork verebilen ve verilen tork değerlerini kayıt altına alabilen bir test merkezinde yapılmıştır. Test cihazı olarak Şekil 4.5'te görülen hidrolik tork uygulayıcı kullanılmıştır.

Kalibrasyon çerçevesinde hidrolik tork uygulayıcıyla kardan şaftına, kademeli olarak 1000'er Nm. artacak şekilde 0 Nm.'den 16.000 Nm'ye kadar tork uygulanmıştır. Kardan şaftının elastik şekil değişim sınırı yaklaşık 28.800 Nm mertebelerindedir, ancak güvenlik gerekçesiyle hidrolik tork uygulayıcısının kapabilitesi olmasına

rağmen kardan şaftına uygulanan maksimum tork değeri 16.000 Nm ile sınırlandırılmıştır.

Gerçek araç üzerinde, ileri yönlü harekette kardan şaftı saat yönünün tersi yönünde dönmektedir. Bir sonraki adımda araç üzerinden toplanacak datalar, hem ileri yönlü hem de geri yönlü hareket esnasında alınacağından; hidrolik tork uygulayıcıdan hem 0 Nm'den +16.000 Nm'ye hem de 0 Nm'den -16.000 Nm'ye kadar kardan şaftına tork uygulayarak, telemetri sistemi sayesinde ölçülen voltaj değerleri kaydedilmiştir.



Şekil 4.5: Kalibrasyonda kullanılan hidrolik tork uygulayıcı.

Kardan şaftına +16.000 Nm'ye ve -16.000 Nm'ye kadar uygulanan tork değerlerine karşılık, telemetriden ölçülen voltaj değerlerinin aynı kaldığı görülmüştür.

Çizelge 4.1'de, tork uygulayıcı tarafından kardan şaftına uygulanan Nm cinsinden tork değerlerine karşılık, telemetri sistemiyle ölçülen voltaj değerleri görülmektedir.

Şekil 4.7'de, kalibrasyon esnasında kardan şaftına uygulanan tork değerine karşılık, telemetri sisteminden ölçülen voltaj değerlerine ait grafik görülmektedir. Atanan doğrusal eğriye ait denklem de grafik üzerinde verilmiştir.

$$y = -17,814x - 57,39 \text{ (atanan tork vs. voltaj eğrisi)} \quad (4.1)$$



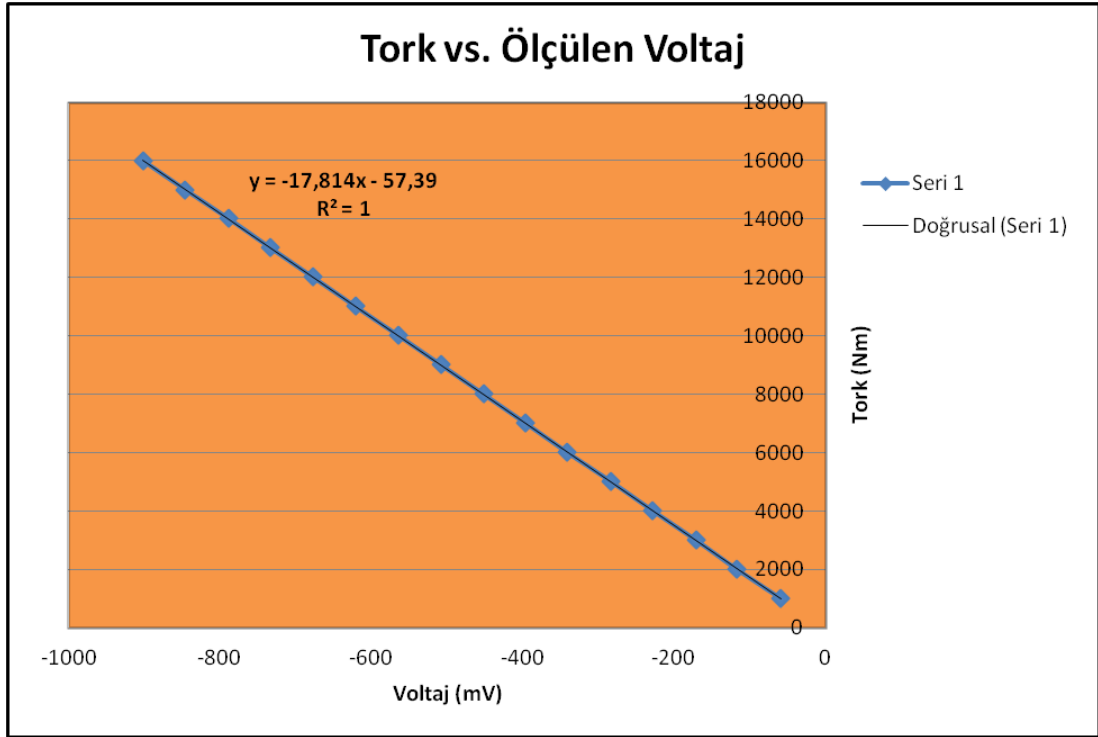
Şekil 4.6: Test ekipmanına mafsallanmış kardan şaftı ve telemetri sistemi.

Çizelge 4.1: Kalibrasyon çalışmasında alınan ölçüm sonuçları.

Tork - Voltaj - Burulma Açısı Ölçümleri			
Tork (Nm)	Min Voltaj (mV)	Max Voltaj (mV)	Burulma Açısı (deg)
1000	-59	-52	-0,59
2000	-117	-109	-0,86
3000	-171	-165	-1,12
4000	-228	-222	-1,39
5000	-283	-276	-1,65
6000	-341	-334	-1,92
7000	-396	-389	-2,15
8000	-452	-446	-2,43
9000	-508	-500	-2,69
10000	-564	-557	-2,96
11000	-621	-613	-3,22
12000	-677	-672	-3,5
13000	-733	-727	-3,77
14000	-788	-782	-4,02
15000	-846	-838	-4,29
16000	-902	-896	-4,58

Çalışan güvenliği gerekçesiyle hidrolik tork uygulayıcısının kapabilitesi olmasına rağmen kardan şaftına uygulanan maksimum tork değerinin 16.000 Nm ile sınırlandırıldığı belirtilmişti. Çalışmada bir sonraki adım olan gerçek araç üzerinden alınacak ölçümlerde daha yüksek voltaj değerleri ölçülmesi durumunda, bu denklem yardımıyla voltaj değerine karşılık gelen tork değeri hesaplanacaktır.

Uygulanacak olan bu metodda, atanan eğrinin artan tork değerleri için de doğrusal kalıp kalmayacağı sorusu akla gelebilir. Kardan şaftı üzerinde yapılan statik burulma testi sonuçlarına göre, şaftın elastik şekil değiştirme sınırı ortalama 28800 Nm mertebelerindedir. Dolayısıyla atanan bu eğrinin 28800 Nm tork değerine kadar doğrusal olacağı öngörülmektedir.



Şekil 4.7: Test ekipmanına mafsallanmış kardan şaftı ve telemetri sistemi.

4.1.4 Gerçek araç üzerinden telemetri sistemi ile tork ölçümü

Deneyin son evresinde, kalibrasyonu yapılan kardan şaftı 420 hp motor gücüne sahip 4x2 arkadan itişli bir çekiciye takılarak; çekici kardan şaftı üzerinden, aktarma organları darbe testi esnasında telemetri sistemiyle ölçüm alınmıştır.

Araç testi esnasında kaydedilen milivolt cinsinden voltaj değerleri, kalibrasyon aşamasında belirlenen tork değerleriyle eşleştirilmiş ve sonuçta araç testinde kardan

şaftına etkiyen tork değerlerine ulaşılmıştır. Ulaşılan bu değerler ile ilgili yorumlar sonuç kısmında etraflıca yapılacaktır.



Şekil 4.8: Telemetri sistemiyle gerçek araç üzerinden tork datası toplanması.

4.1.4.1 Aktarma organları darbe testi

Aktarma organları darbe testi, motordan itibaren tüm aktarma organları komponentlerine, araç motorundan elde edilebilecek maksimum torku bir anda darbeleri olarak iletmesinden ötürü; özellikle kardan şaftı, vites kutusu ile kavramanın mukavemet ve fonksiyonelliğinin validasyonu açısından elzemdir.

Testin ne şekilde yapıldığına kısaca değinmek gerekirse; öncelikle araç istiap haddi olarak bilinen, tasarımda izin verilen maksimum ağırlık değerine yüklenir. Motor çalışır, araç durur pozisyondayken vites, en yüksek çevrim oranına sahip vites kademesine alınır ki bu kademe günümüz vasıtalarında kalkış vitesi olan 1. vitestir. Bu esnada ayak debriyaj pedalına basılı konumdadır. Debriyaj pedalı tam basılı konumdayken, gaz pedalı köklenir (full throttle) ve motor devri maksimum değere ulaştığında; debriyaj pedalından ayak aniden kaldırılır. Bu durumda motorun maksimum torku darbeleri bir biçimde ve aniden tüm aktarma organlarına aktarılmış

olur. Şekil 4.7’de aktarma organları darbe testine tabi tutulan bir yol kamyonunun, önden görüntüsü görülmektedir.

3. bölümde, araç kardan şaftına etkiyen ve tasarımında dikkate alınması gereken başlangıç torku ve tekerlek kuvvet bağlantısı torkundan bahsedilmişti. Motorun maksimum torkunu verdiği bir anda bu iki değerden hangisi daha küçükse, kardan şaftı tasarım veya seçim kriteri olarak o tork değerinin alınması gerektiği vurgulanmıştı. Aktarma organları darbe testi esnasında kardan şaftı üzerine maksimum motor torku etki ettirildiği için telemetri sistemiyle araç üzerinden veri toplanması bu test esnasında gerçekleştirilmiştir.



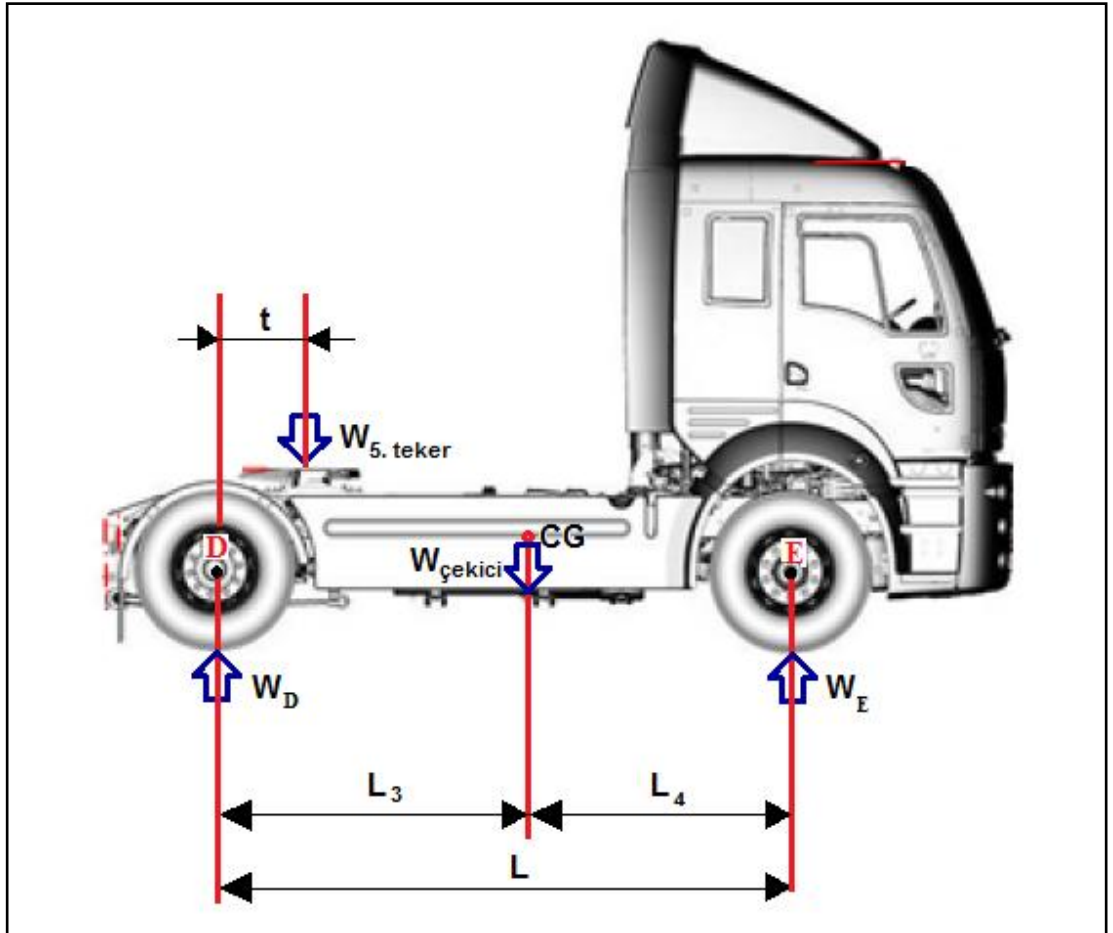
Şekil 4.9: Aktarma organları darbe testi esnasında yol kamyonunun görünümü.

5. TEORİK HESAPLAMALAR ve DENEY VERİLERİ

Bu bölümde, test edilen araç için teorik tork hesaplamaları yapılacak ve ardından aktarma organları darbe testi esnasında telemetri sistemiyle kardan şaftı üzerinden alınan tork ölçümleri sunulacaktır.

5.1 Teorik Tork Hesapları

Araç tam yüklü durumda ve sıfır eğimli bir zemin üzerindeyken motor başlangıç torku ve tekerlek kuvvet bağlantısı torku hesabı yapılacaktır.



Şekil 5.1: Temel araç ölçüleri ve yükleri.

Çizelge 5.1’de özellikleri verilen 4x2 RWD manuel şanzımanlı çekici için öncelikle motor başlangıç torku hesaplanacaktır.

Çizelge 5.1: Çekiciye ait teknik özellikler çizelgesi [4,5].

Çekici Teknik Özellikleri	
M_m (max.motor momenti)	1900 Nm
f_{st} (kavrama darbe faktörü)	1,6
i_a (1. vites çevrim oranı)	13,8
i_g (geri vites çevrim oranı)	12,92
n₁ (Tablo 3.1'den)	1
W_{çekici} (boş araç ağırlığı)	7963 kg
GVM (araç tam yüklü durumdayken çekici aks yükleri toplamı)	19000 kg
h_{CG} (çekici ağırlık merkezi yüksekliği)	793 mm
h_{5. teker} (çekici 5. teker yüksekliği)	1150 mm
L (dingil mesafesi)	3600 mm
W_D (ölçülmüş arka aks yükü / boş konumda)	2777 kg
W_E (ölçülmüş ön aks yükü / boş konumda)	5186 kg
t (5.teker ile arka aks arası mesafe)	615 mm
Lastik kodu	295 / 80 R22.5
R_{st} (tam yükte statik lastik yarıçapı)	490mm
f_{tl} (dinamik yük transfer katsayısı)	1,30
μ (kuru asfalt)	0,9
f_R (yuvarlanma direnç katsayısı - kuru asfalt)	0,008
i_H (diferansiyel çevrim oranı)	3,08
n₂ (Tablo 3.1'den)	1
Çekici istiap haddi (treylar ile birlikte)	40000 kg

Motor başlangıç torku formülü:

$$M_A = M_M \times f_{ST} \times i_A \times \varepsilon_{V,H} \times (e_{TM})^{n1} \quad (3.1)$$

$$M_A = 1900 \times 1.6 \times 13.8 \times 0.95^1$$

$$M_A = 39854 \text{ Nm}$$

Şimdi de tekerlek kuvvet bağlantısı torku hesaplanacaktır. Ancak bu tork değerinin hesaplanabilmesi için arka aks yükünün (W_D) bilinmesi gerekmektedir. Eldeki veriler aracılığıyla öncelikle aracın boş durumdaki ağırlık merkezinin ön ve arka aksa olan

uzaklıkları L_3 ve L_4 ve ardından araç tam yüklü durumdayken arka aks yükü W_D hesaplanacaktır.

$$L = 3600 \text{ mm}$$

$$W_D = 2777 \text{ kg}$$

$$W_E = 5186 \text{ kg}$$

$$\sum M_{CG} = 0 \rightarrow W_D \times L_3 - W_E \times L_4 = 0 \quad (5.1)$$

$$\rightarrow 2777 \times L_3 - 5186 \times L_4 = 0$$

$$\rightarrow L_3 = 1.8675 L_4$$

$$\rightarrow L_3 + L_4 = 3600 \text{ mm}$$

$$\rightarrow 2.8675 L_4 = 3600 \text{ mm}$$

$$\rightarrow L_4 = 1255 \text{ mm} \quad L_3 = 2345 \text{ mm}$$

Araç tam yüklü konumdayken arka aks yükü hesaplanacak olursa:

$$W_{5.\text{teker}} = GVM - W_{\text{çekici}} \quad (5.2)$$

$$W_{5.\text{teker}} = 19000 - 7963 = 11037 \text{ kg}$$

$$\sum M_E = 0 \rightarrow W_D \times L = W_{5.\text{teker}} \times (L-t) + W_{\text{çekici}} \times L_4 \quad (5.3)$$

$$\rightarrow W_D \times 3600 = 11037 \times 2985 + 7963 \times 1255$$

$$\rightarrow W_D = 11928 \text{ kg}$$

Bulunan değerler ışığında, çekici için tam yüklü durumda tekerlek kuvvet bağlantısı torku hesabı yapılabilir.

$$M_H = m_{aks} \times g \times R_{ST} \times f_{TL} \times \mu \times [1/(\dot{I}_H \times (e_{AD})^{n^2})] \quad (3.3)$$

Tekerlek kuvvet bağlantısı torku hesabında literatürden bakılarak varsayılan 2 tane katsayı bulunmaktadır. Bunlar kuru asfalt zemin için sürtünme katsayısı (μ) ve ani kalkışta akslar arası yük transfer katsayısı (f_{TL})'dir. μ test yapılacak olan koşullar göz önünde bulundurularak 0,9 olarak kabul edilmiştir [4]. Akslar arası yük transfer katsayısının literatürde, 1,2 ila 4 arasında seçilebileceği yazılıdır [2]. Ancak bu değer araç özelliklerine ve kalkış ivmesine doğrudan bağlıdır. f_{TL} ilk etapta hesap yaparken 1,3 olarak seçilmiştir. Çalışma kapsamında yapılacak olan testler

sonucunda elde edilecek veriler ışığında; akslar arası yük transfer katsayısının başlangıçta doğru seçilip seçilmediği konusunda yargıya varılabilecek, eğer yanlış seçilmişse doğrusunun seçilen araç için ne olması gerektiği hesaplanabilecektir.

$$M_H = 11928 \times 9.81 \times 0.490 \times 1.30 \times 0.9 \times \left[\frac{1}{3.08 \times 0.95^1} \right]$$

$$\rightarrow M_H = 22927 \text{ Nm}$$

Bu durumda motor tarafından uygulanan başlangıç torku, tekerlek kuvvet bağlantısı torkundan daha büyük olduğundan; ilk hareket esnasında tahrik tekerlekleri zemine tahrik iletemeyerek bir müddet kayacaklardır. Hesabı yapılan çekici için kardan şaftı tasarımında veya seçiminde dikkate alınması gereken maksimum tork, tekerlek kuvvet bağlantısı torku olan 22927 Nm'dir.

$$M_A = 39854 \text{ Nm} > M_H = 22927 \text{ Nm}$$

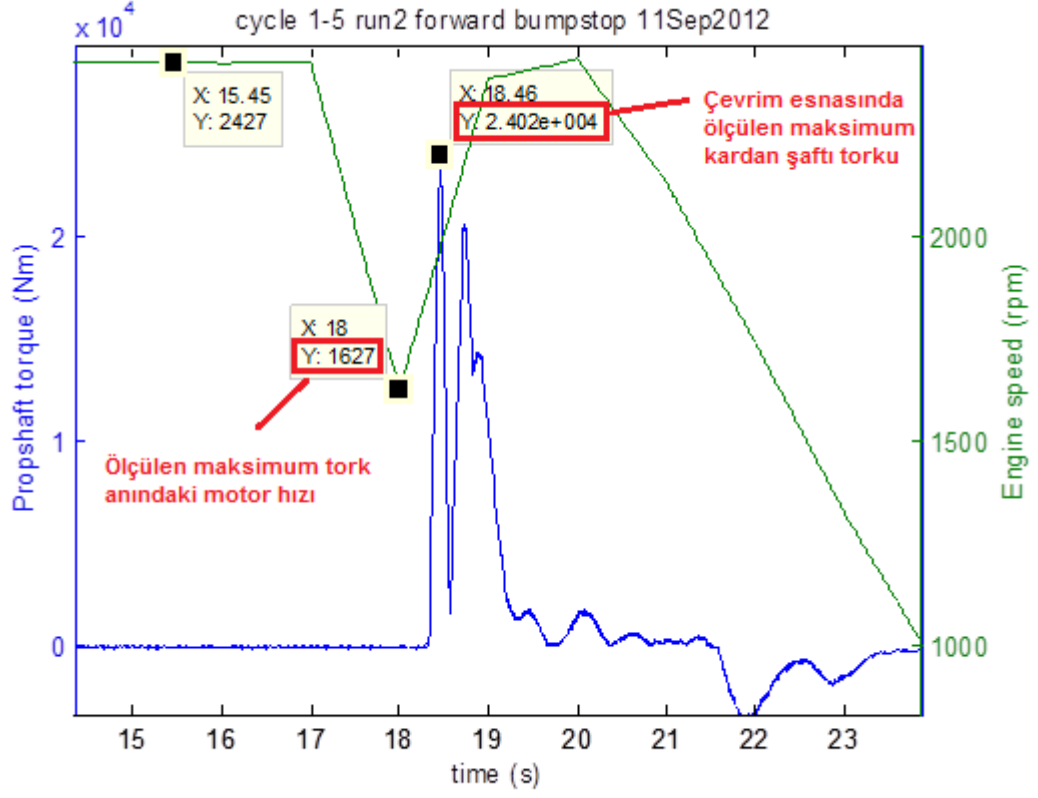
(Tahrik tekerlekleri, maksimum motor torku verilerek icra edilen ilk hareket esnasında kayacaktır.)

5.2 Aktarma Organları Darbe Testi Tork Ölçüm Sonuçları

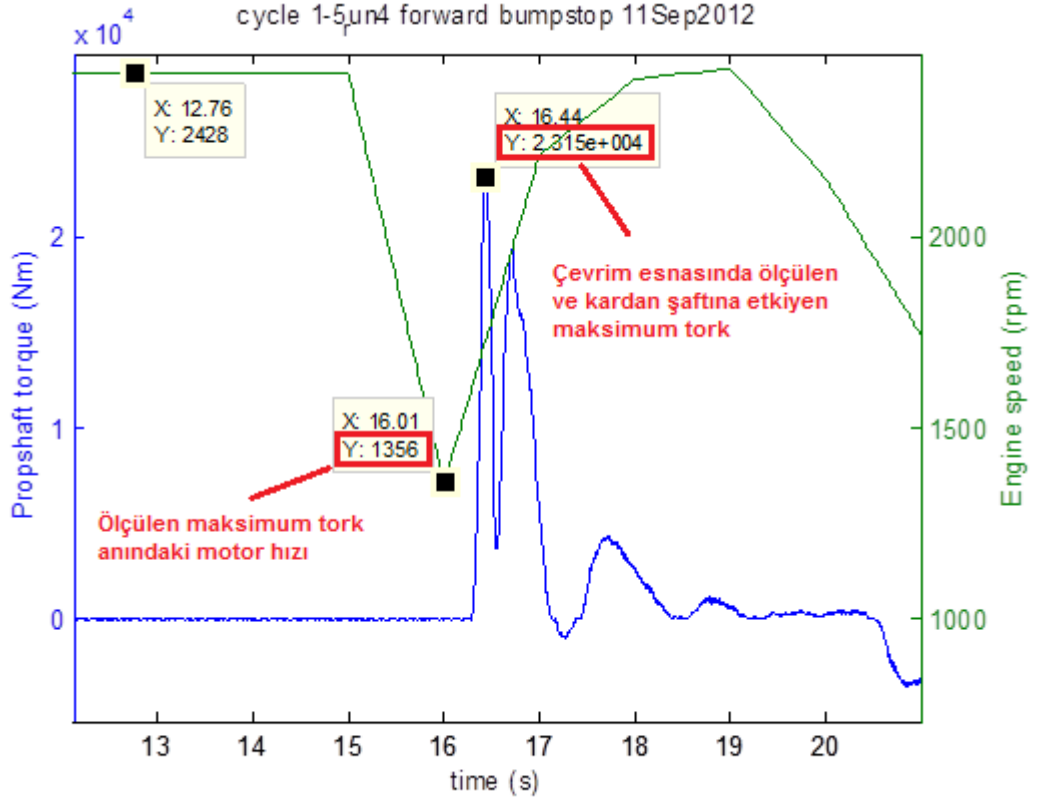
Araç üzerinden aktarma organları darbe testi esnasında telemetri sistemi vasıtasıyla, 10 çevrim araç 1. viteste ileri kalkış durumunda ve 9 çevrim araç geri viteste geri kalkış durumunda olmak üzere toplam 19 çevrimde kardan şaftı üzerinden tork ölçümü alınmıştır. Daha sonra alınan bu ölçüm değerleri, kardan şaftı kalibrasyonu esnasında kaydedilen veriler aracılığıyla anlamlandırılmıştır. Ayrıca, elde var olan araç motor devri vs. motor torku eğrisiyle karşılaştırmak üzere, test esnasında araç ECU ünitesine bağlanılarak motor devri değerleri de zamana bağlı olarak kaydedilmiştir.

5.2.1 Testin 1. viteste ileri yönlü harekette yapılması durumu:

Şekil 5.2 ve 5.3'te araç 1. viteste iken ileri kalkış durumu için 2 farklı çevrime ait grafikler görülmektedir. Grafikler, zamana bağlı olarak kardan şaftı üzerine gelen tork ve motor devrini gösterecek şekilde MATLAB programı aracılığıyla üst üste çizdirilmiştir.



Şekil 5.2: Zaman vs. kardan şaftına etki eden kuvvet / motor hızı – Çevrim 1.



Şekil 5.3: Zaman vs. kardan şaftına etki eden kuvvet / motor hızı – Çevrim 2.

Grafiklerde; sol taraftaki dikey eksen çevrim esnasında Nm cinsinden ölçülen maksimum kardan şaftı torkunu, sağ taraftaki dikey eksen d/d cinsinden motor hızını ve yatay eksen de saniye cinsinden zamanı göstermektedir.

Aracın ileri yönlü hareketi için yapılan 10 çevrim arasında, Şekil 5.2’de grafiği görülen çevrimde 24020 Nm ile, aktarma organları darbe testi esnasında kardan şaftı üzerinden ölçülen maksimum tork elde edilmiştir. Bu anda motor ECU ünitesinden alınan motor devri 1627 d/d değerini göstermektedir. Burada akla, kardan şaftına etkiyen maksimum torkun ölçüldüğü anda motor torkunun ne mertebelerde olduğu sorusu gelebilir. Bu andaki motor tork değeri, kardan şaftı üzerinden ölçülen değerin başlangıç torku mu yoksa tekerlek kuvvet bağlantısı torku mu olduğunun anlaşılması açısından önem arz etmektedir. Bu konuyla ilgili irdellemeler ‘Sonuçlar’ kısmında detaylıca yapılacaktır.

Çizelge 5.2’de 1. vites kademesinde aracın ileri yönlü hareketi için yapılan 10 farklı test çevriminde elde edilen motor hızı, bu motor hızına karşılık gelen motor torku ve kardan şaftı üzerinden telemetri sistemiyle ölçülen tork değerleri görülmektedir. Yapılan 10 farklı çevrimde kardan şaftı üzerinden ölçülen ortalama tork değeri, Çizelge 5.2’den de görüleceği üzere 23163 Nm’dir.

Çizelge 5.2: Birinci vites kademesinde aracın ileri yönlü hareketi için alınan ölçüm sonuçları.

1. VİTESTE İLERİ YÖNLÜ HAREKET			
Çevrim Sayısı	ECU Motor Hızı (rpm)	Motor Hızına Karşılık Gelen Motor Torku (Nm)	Kardan Şaftı Üzerinden Ölçülen Tork Değeri (Nm)
1	2011	1400	23750
2	1627	1800	24020
3	1424	1900	22570
4	1356	1900	23150
5	1689	1710	23190
6	1302	1900	23770
7	2047	1450	23220
8	1628	1800	21560
9	2238	800	22550
10	1907	1550	23850
Ortalama	1723	1621	23163

5.2.2 Testin geri viteste geri yönlü harekette yapılması durumu:

Şekil 5.4 ve 5.5’te araç geri viteste iken geri kalkış durumu için 2 farklı çevrime ait grafikler görülmektedir. Grafikler, zamana bağlı olarak kardan şaftı üzerine gelen

tork ve motor devrini gösterecek şekilde MATLAB programı aracılığıyla üst üste çizdirilmiştir.

Geri viteste maksimum motor torku ile kalkış durumu için başlangıç torku değeri hesaplanacak olursa:

$$M_A = M_M \times f_{ST} \times i_G \times \varepsilon_{V,H} \times (e_{TM})^{n1} \quad (3.1)$$

$$M_A = 1900 \times 1.6 \times 12.92 \times 0.95^1$$

$$M_A = 37313 \text{ Nm}$$

Geri viteste tam yüklü durumda kalkış için tekerlek kuvvet bağlantısı torku incelenecek olursa:

$$M_H = m_{aks} \times g \times R_{ST} \times f_{TL} \times \mu \times [1 / (\dot{I}_H \times (e_{AD})^{n2})] \quad (3.3)$$

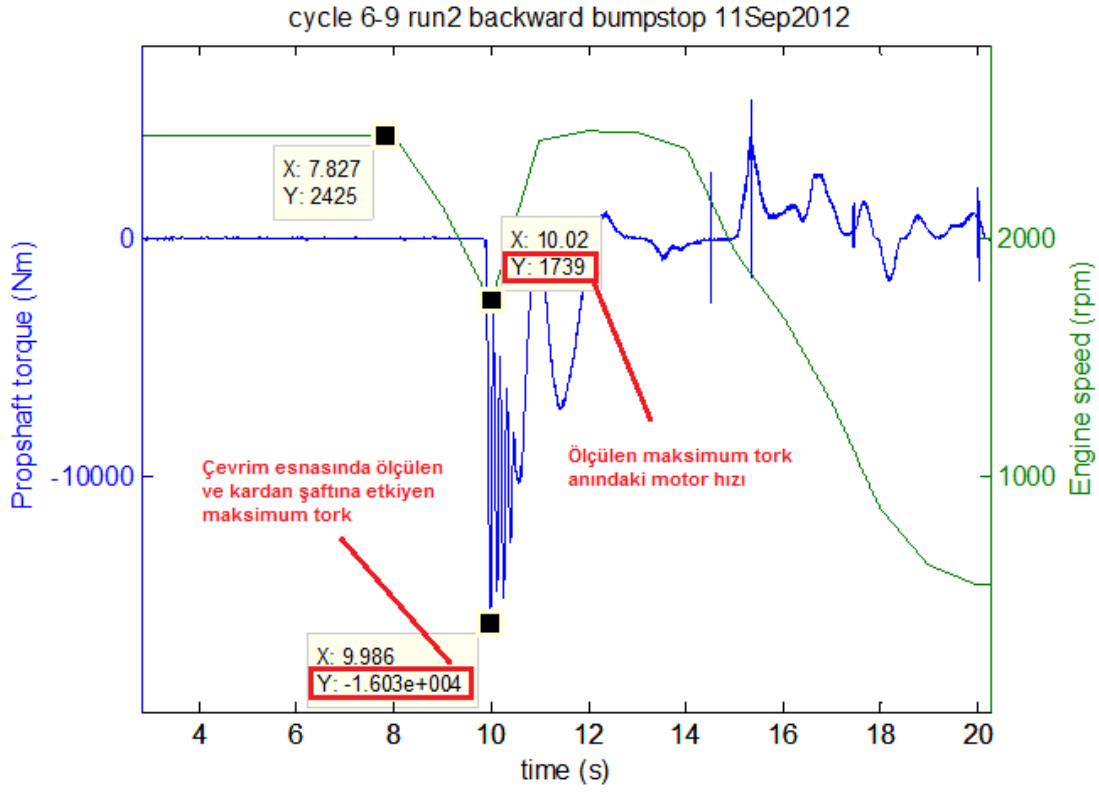
Geri viteste kalkış için yapılacak hesapta f_{TL} dinamik yük transfer katsayısının ne alınması gerektiği önemli bir noktadır. İleri yönlü kalkışta eylemsizlik prensibi olarak bilinen Newton'ın 1. hareket yasası gereğince, aracın tahrik aksı olan arka aks üzerine yük transferi olmakta ve toplam arka aks yükü artmaktadır. Bu da tekerlek kuvvet bağlantısı torkunu artırıcı bir etmendir.

Ancak geri yönlü kalkış anında, yük transferi ters yönde işleyecek ve toplam arka aks yükü azalacak; dolayısıyla tekerlek kuvvet bağlantısı torku da doğru orantılı olarak azalacaktır. Sonuç olarak, geri yönlü kalkış esnasında f_{TL} dinamik yük transfer katsayısı 1'den büyük alınamaz. Bu aşamada $f_{TL} = 1$ olarak kabul edilecek; test verilerine göre ortalama olarak ne alınması gerektiği 'Sonuçlar' kısmında belirlenecektir.

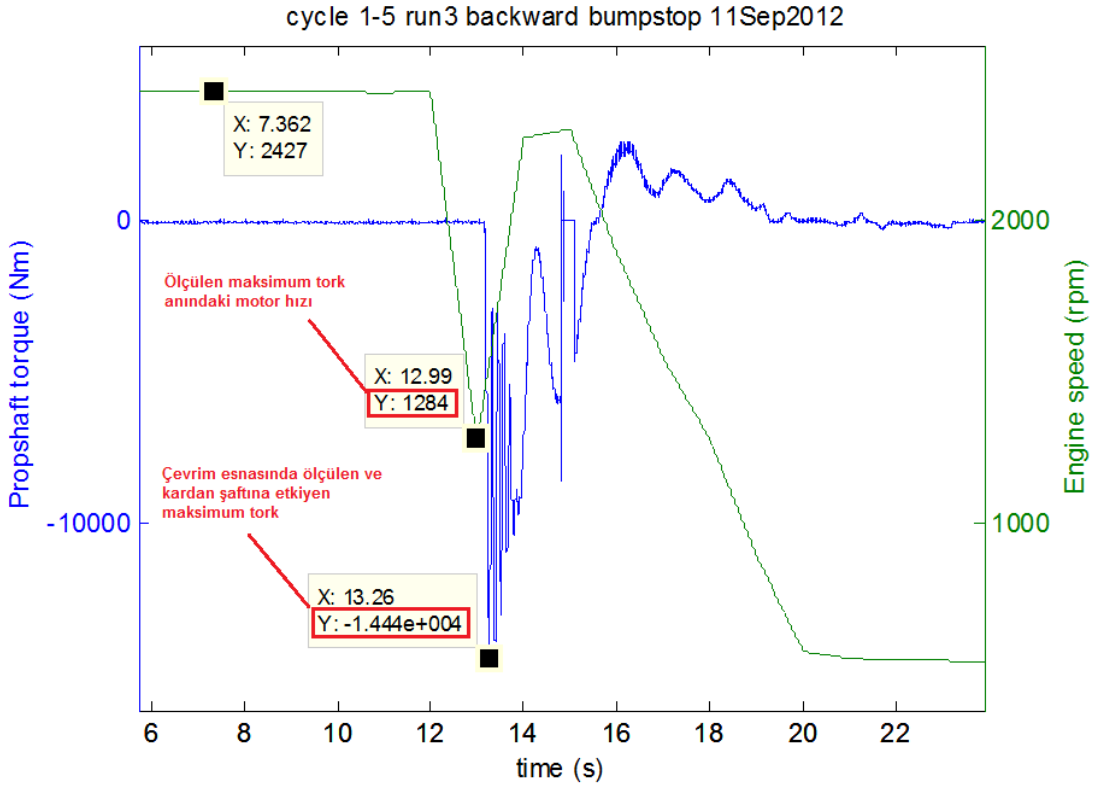
$$M_H = 11928 \times 9.81 \times 0.490 \times 1.0 \times 0.9 \times \left[\frac{1}{3.08 \times 0.95^1} \right]$$

$$\rightarrow M_H = 17636 \text{ Nm}$$

Başlangıç torku (M_A) > Tekerlek kuvvet bağlantısı torku (M_H) olduğundan, test esnasında kardan şaftından ölçülecek değerlerin $M_H = 17636 \text{ Nm}$ mertebelerinde olması beklenir.



Şekil 5.4: Zaman vs. kardan şaftına etki eden kuvvet / motor hızı – Çevrim 1



Şekil 5.5: Zaman vs. kardan şaftına etki eden kuvvet / motor hızı – Çevrim 2

Aracın geri yönlü hareketi için yapılan 9 çevrim arasında, Şekil 5.4'te grafiği görülen çevrimde -16030 Nm ile, aktarma organları darbe testi esnasında kardan şaftı üzerinden ölçülen maksimum tork elde edilmiştir. Bu anda motor ECU ünitesinden alınan motor devri 1739 d/d değerini göstermektedir. Geri yönlü taşıt hareketi esnasında toplanan veriler ile ilgili irdelemeler de 'Sonuçlar' kısmında detaylıca yapılacaktır.

Çizelge 5.2'de geri vites kademesinde aracın ileri yönlü hareketi için yapılan 9 farklı test çevriminde elde edilen motor hızı, bu motor hızına karşılık gelen motor torku ve kardan şaftı üzerinden telemetri sistemiyle ölçülen tork değerleri görülmektedir.

Çizelge 5.3: Geri vites kademesinde aracın geri yönlü hareketi için alınan ölçüm sonuçları

GERİ VİTESTE GERİ YÖNLÜ HAREKET			
Çevrim Sayısı	ECU Motor Hızı (rpm)	Motor Hızına Karşılık Gelen Motor Torku (Nm)	Kardan Şaftı Üzerinden Ölçülen Tork Değeri (Nm)
1	1287	1900	-14460
2	2053	1450	-15030
3	1284	1900	-14440
4	1263	1900	-14900
5	1920	1525	-14990
6	1756	1700	-14550
7	1739	1700	-16030
8	1468	1900	-14970
9	1979	1500	-15050
Ortalama	1639	1719	-14936

Yapılan 9 farklı çevrimde kardan şaftı üzerinden ölçülen ortalama tork değeri, Çizelge 5.3'den de görüleceği üzere -14936 Nm'dir.

6. SONUÇ ve ÖNERİLER

6.1 İleri Yönde Yapılan Aktarma Organları Darbe Testi

Bölüm 5.1’de 4x2 RWD manuel şanzımanlı çekicinin kardan şaftına etkiyebilecek başlangıç torku ile tekerlek kuvvet bağlantısı torku hesaplamaları yapılmıştı. Yapılan hesaplamalar sonucunda; motorun maksimum torku sağladığı durumda kardan şaftına etkiyecek başlangıç torku (M_A) 39854 Nm, çekicinin tam yüklü olduğu durumda ve kuru asfalt zeminde bulunduğu durum için tekerlek kuvvet bağlantısı torku (M_H) da 22927 Nm olarak hesap edilmişti.

Teori, tasarımda hesaplanan başlangıç torku ve tekerlek kuvvet bağlantısı torkundan küçük olanının dikkate alınması gerektiğini belirtmektedir. Diğer bir deyişle bu durumda, motor tarafından uygulanan başlangıç torku, tekerlek kuvvet bağlantısı torkundan daha büyük olduğundan; ilk hareket esnasında tahrik tekerlekleri zemine tahrik iletemeyerek bir müddet kayacaklardır. Hesabı yapılan çekici için kardan şaftı tasarımında veya seçiminde dikkate alınması gereken maksimum tork, tekerlek kuvvet bağlantısı torku olan 22927 Nm’dir.

Dolayısıyla aktarma organları darbe testi esnasında kardan şaftı üzerinden alınacak tork ölçümleri için mühendislik beklentisi; elde edilecek verilerin, hesaplanan tekerlek kuvvet bağlantısı torku olan 22927 Nm mertebelerinde olması yönündedir.

Sonuç olarak, aktarma organları darbe testi esnasında kardan şaftı üzerinden alınan tork ölçüm sonuçları, mühendislik beklentisine paralel olarak 22927 Nm teorik tekerlek kuvvet bağlantısı torku değeriyle oldukça iyi bir uyum sağlamıştır. Bölüm 5.2.1’de verildiği gibi, araç 1. viteste ileri yönlü iken yapılan testte alınan ölçümlerde, kardan şaftına etkiyen ortalama tork değeri 23163 Nm ve ölçülen maksimum tork değeri de 24020 Nm’dir.

Bölüm 5.1’de, dinamik yük transfer katsayısının (f_{TL}) literatürden bakılarak hesaplamalarda 1,3 olarak kabul edildiği; ölçüm sonuçlarından alınacak veriler doğrultusunda, test edilen araç için spesifik olarak hesaplanacağı vurgulanmıştı. Bu

bağlamda, testte alınan ölçümlerde kardan şaftına etkiyen ortalama tork değeri olan 23163 Nm değeri baz alınarak f_{TL} geriye dönük hesap edilecek olunursa:

$$M_H = m_{aks} \times g \times R_{ST} \times f_{TL} \times \mu \times [1/(\dot{I}_H \times (e_{AD})^{n2})] \quad (3.3)$$

$$M_{ort} = 23163 \text{ Nm}$$

$$\rightarrow 23163 = 11928 \times 9.81 \times 0.490 \times f_{TL} \times 0.9 \times \left[\frac{1}{3.08 \times 0.95^1} \right]$$

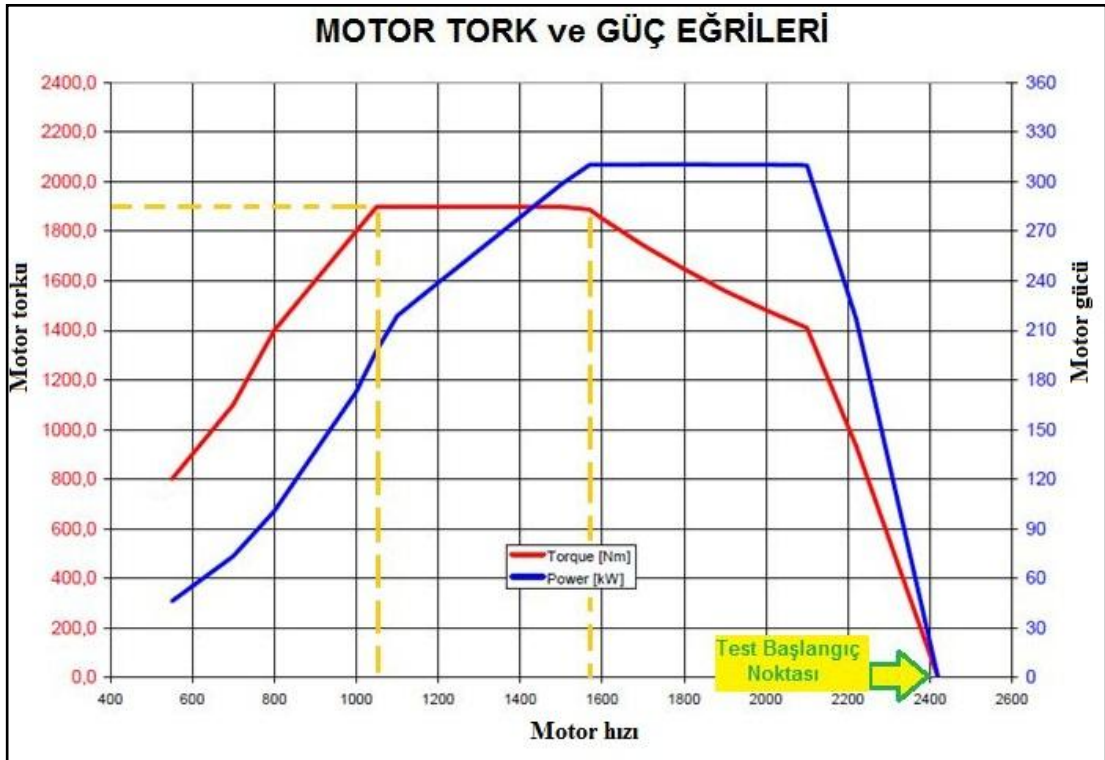
$$\rightarrow f_{TL} = 1,313$$

Bu noktada sorulması gereken soru, kardan şaftından ölçülen değerin başlangıç torkundan mı yoksa tekerlek kuvvet bağlantısı torkundan mı kaynaklandığıdır. Bunu anlamamanın en iyi yolu, ölçüm anında motor ECU ünitesinden alınan motor hızı ile motor tork eğrisini incelemek olacaktır. Bu anda motor maksimuma yakın tork değerini üretiyorsa, kardan şaftı üzerinden ölçülen değer tekerlek kuvvet bağlantısı kaynaklı demektir çünkü bu koşullar altında başlangıç torku, tekerlek kuvvet bağlantısı torkundan büyüktür ve dikkate alınması gereken değer tekerlek kuvvet bağlantısı torkudur.

Şekil 6.1’de sunulan test edilen aracın motor hızı vs. motor torku eğrisine bakacak olursak; motor maksimum torku yaklaşık 1050 ila 1600 d/d motor hızları arasında vermektedir ve motor maksimum torku yaklaşık 1900 Nm’dir. Aktarma organları darbe testi başlangıcında motor hızı, izin verilen maksimum devir olan 2400 d/d değerindedir. Sürücünün ayağını debriyaj pedalından aniden çekmesiyle birlikte; motor devri dakikada 2400 devirden maksimum motor torkunun sağlandığı 1050-1600 d/d değerlerine doğru düşmekte, motor torku ise maksimum motor torku olan 1900 Nm platosuna doğru tırmanmaktadır. Tork eğrisi üzerinde bir noktada debriyaj kavraması tam olarak kenetlenmekte ve o noktadaki motor torkunu aktarma organları boyunca aktarmaktadır. Eğer bu noktadaki motor tork değerinden hareketle hesaplanan başlangıç torku, tekerlek kuvvet bağlantısı torkundan büyükse; tahrik tekerlekleri başlangıç torku ile tekerlek kuvvet bağlantısı torku eşitleninceye kadar patinaj yapacak/kayacak ve daha sonra zemine tahrik iletmeye başlayacaktır.

24020 Nm ile kardan şaftına etkiyen maksimum tork değerinin ölçüldüğü çevrim örnek olarak incelenecek olursa, Çizelge 5.2’den ölçüm anındaki motor hızının 1627 d/d olduğu görülür. Bu değer, motorun maksimum torku olan 1900 Nm değerini verdiği 1600 d/d motor hızına oldukça yakındır. Dolayısıyla, bu esnada kardan

şaftına etkiyecek olan başlangıç torku (M_A) 39854 Nm'dir ve bu da kardan şaftı üzerinden ölçülen değerin tekerlek kuvvet bağlantısı torku olduğu manasına gelir. Ayrıca ileri yönlü aktarma organları darbe testi çevrimleri esnasında alınan video kayıtlarında, takrik tekerleklerinin ilk hareket esnasında kaydığı görülmektedir. Bu veri de başlangıç torkunun, tekerlek kuvvet bağlantısı torkunu yendiğini ve kardan şaftı üzerinden telemetri sistemiyle ölçülen tork değerlerinin tekerlek kuvvet bağlantısı torku olduğunu kanıtlamaktadır.



Şekil 6.1: Motor hızı vs. motor torku ile motor hızı vs. motor gücü eğrileri.

6.2 Geri Yönde Yapılan Aktarma Organları Darbe Testi

Bölüm 5.2.2'de, çekici geri vitesteyken yapılan geri yönlü aktarma organları darbe testinde, kardan şaftı üzerinden ölçülen tork ölçüm değerleri ve geri vites çevrim oranı ile hesaplanan başlangıç torku ve tekerlek kuvvet bağlantısı torku değerleri verilmişti. Bu durum için başlangıç torku değeri (M_A) 37313 Nm ve dinamik yük transfer katsayısı (f_{TL}) = 1 kabulüyle tekerlek kuvvet bağlantısı torku (M_H) değeri de 17636 Nm olarak hesaplanmıştı. Bu durum için de yine $M_A > M_H$ olduğundan aktarma organları darbe testi esnasında kardan şaftı üzerinden alınacak tork

ölçümleri için mühendislik beklentisi; elde edilecek verilerin, hesaplanan tekerlek kuvvet bağlantısı torku olan 17636 Nm mertebelerinde olmasıdır.

Yapılan 9 farklı geri yönlü çevrimde kardan şaftı üzerinden ölçülen ortalama tork değeri -14936 Nm olarak gerçekleşmiş ve ölçülen maksimum tork -16030 Nm olmuştur. Çevrimler için tork ölçüm anında ECU'dan okunan ortalama motor hızı 1639 d/d ve 9 çevrimin ortalama tork değerine en yakın olan 4 numaralı çevrimde ölçülen -14900 Nm tork değeri için anlık motor hızı 1263 d/d dır. Bu motor hızları, Şekil 6.1'de verilen motor tork eğrisinden anlaşılabileceği üzere; motorun maksimum tork değerini verdiği 1050-1600 d/d aralığında veya bu aralığa çok yakındır. Dolayısıyla, çevrimler esnasında kardan şaftına etkiyen olan başlangıç torku (M_A) 37313 Nm'dir ve bu da kardan şaftı üzerinden ölçülen değerin başlangıç torku değil, tekerlek kuvvet bağlantısı torku olduğu manasına gelir.

Testte elde edilen ortalama -14936 Nm'lik tork değerinin, hesap edilen 17636 Nm'lik tekerlek kuvvet bağlantısı torkundan farklı olmasının nedeni ise dinamik yük transfer katsayısı (f_{TL}) ile ilintilidir. Hesapta bu katsayı 1 olarak kabul edilmişti ancak geri yönlü harekette yük transferi tahrik aksı olan arka akstan, ön aksa doğru olmakta ve arka aks yükü azalmaktadır. Bu da tekerlek kuvvet bağlantısı torku değerini doğru orantılı olarak azaltır. Kardan şaftından geri yönlü kalkışta ölçülen ortalama tork değerinden hareketle çekici için, geri harekette dinamik yük transfer katsayısı (f_{TL}) hesaplanacak olursa:

$$M_H = m_{aks} \times g \times R_{ST} \times f_{TL} \times \mu \times [1/(I_H \times (e_{AD})^{n^2})] \quad (3.3)$$

$$M_{ort} = -14936 \text{ Nm}$$

$$\rightarrow 14936 = 11928 \times 9.81 \times 0.490 \times f_{TL} \times 0.9 \times \left[\frac{1}{3.08 \times 0.95^1} \right]$$

$$\rightarrow f_{TL} = 0.847$$

Sonuç olaraksa, yapılan ileri yönlü harekette darbe testinden elde edilen tekerlek kuvvet bağlantısı torku ortalaması, geri yönlü hareketteki ortalama tekerlek kuvvet bağlantısı torku ortalamasından yaklaşık 3000 Nm daha fazla çıkmıştır. Başlangıç torkuysa, 1. vites çevrim oranı ile geri vites çevrim oranı değerleri birbirine çok yakın olduğundan yaklaşık olarak aynı kalmaktadır. Araç özelliklerine ve test koşullarına bağlı olarak durumun değişebileceği bilinmekle birlikte; kardan şaftına etkiyebilecek maksimum torkun incelenmeye çalışıldığı bu durum için aktarma

organları darbe testinin geri yönlü olarak gerçekleştirilmesine ihtiyaç duyulmadığı anlaşılmıştır. Bu çıkarım tabi ki yalnızca kardan şaftı verifikasyonu için geçerlidir. Diğer aktarma organları elemanları (özellikle şanzıman) verifikasyonu için geri viteste de test yapmak gerekebilir.

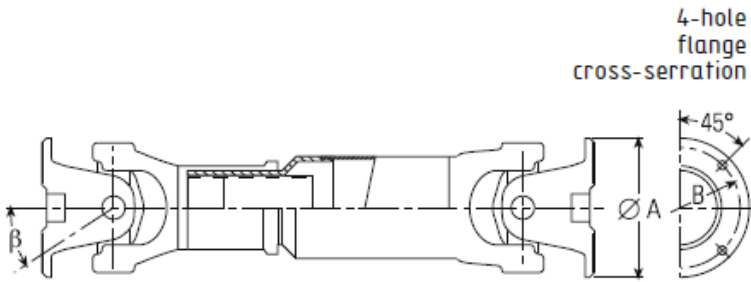
$M_{\text{Hort-ileri}} = 23163 \text{ Nm} > M_{\text{Hort-geri}} = -14936 \text{ Nm}$ (bu durumda geri yönlü aktarma organları darbe testinden ölçüm almaya gerek olmadığı anlaşılmıştır.)

6.3 Tork Değerlerine Göre Kardan Şaftı Seçimi

Kardan şaftı tasarımı veya seçimi safhasında, işletme koşullarında şaft üzerine etkiyebilecek maksimum tork değeri olarak; motorun maksimum tork değerini verdiği durumda hesaplanan başlangıç torku ve aynı durumda şafta etkiyebilecek maksimum tekerlek kuvvet bağlantısı torkunun göz önünde bulundurularak; hangisi daha küçükse onun dikkate alınması gerektiği belirtilmiştir.

Bu çalışma kapsamında tork hesapları ve ölçümleri yapılan taşıta ait kardan şaftı tasarım veya seçiminde dikkate alınması gereken, işletme şartlarında şaft üzerinde görülebilecek maksimum torkun ortalama olarak 23160 Nm olacağı belirlenmiştir.

Çizelge 6.1: Şafta etkiyen tork değerine göre katalogdan kardan şaftı seçimi.



Joint size	Rated torque $M_N (T_{CS})$ in Nm	Articulation angle $\beta_1^\circ/\beta_2^\circ$	Trunnion diameter D in mm	Roller diameter length $d \cdot l$ in mm	Number of rows quantity $i \cdot z$	Distance between joints R in mm	M_d 2CR (T_{CD}) in Nm
2015	2400	25/-	17.83	2.55 · 11.8	1 · 25	28.10	928
2020	3500	25/-	20.24	2.55 · 14.6	1 · 28	30.30	1281
2025	5000	25/35	22.63	3.75 · 14	1 · 22	35.35	1832
2030	6500	25/35	22.63	3.75 · 14	1 · 22	42.15	2206
2035	10000	25/44	27.16	4.5 · 16	1 · 22	46.90	3308
2040	14000	25/44	31.75	5 · 17.8	1 · 23	53.55	4832
2045	17000	25/44	34.93	5.5 · 19.8	1 · 23	58.25	6348
2055	25000	25/35	38.10	6 · 24	1 · 23	58.25	8136
2060	30000	36/34	40.00	6 · 24	1 · 24	66.00	9475
2065	35000	25/35	45.71	6 · 28	1 · 27	64.70	11110

Bu tork değerine göre, herhangi bir kardan şaftı tedarikçisinin şaft katoloğuna bakılarak, araçta kullanılması gereken kardan şaftı mafsals büyüklüğü belirlenir.

$M_{max} = 23160 \text{ Nm}$ değeri göz önünde bulundurularak izelge 6.1’de verilen kardan şaftı katalogundan şeim yapılacak olursa, elastik şekil değiştirme limiti 25000 Nm olan 2055 serisi kardan mafsals tipinin bu uygulama için yeterli olacağı mühendislik bakış açısıyla belirlenir.

7. TEKERLEK KUVVET BAĞLANTISI TORKUNA FARKLI BİR BAKIŞ

AÇISI

Yapılan teorik hesaplamalar ve gerçek ölçüm sonuçları kanıtlamıştır ki, kardan şaftı tasarımında veya seçiminde; kardan şaftına işletme koşullarında etkiyen ve incelenmesi gereken 2 farklı tip tork vardır. Bunlar, başlangıç torku (M_A) ve tekerlek kuvvet bağlantısı torkudur (M_H) ve bu iki değerden hangisi küçükse o dikkate alınır.

Bu çalışma kapsamında incelenen çekicinin kardan şaftı seçiminde dikkate alınması gereken tork M_H kuvvet bağlantı torku çıkmış ve araç işletme şartlarında kardan şaftına etkiyebilecek olan maksimum tork değeri olarak ortalama 23160 Nm değeri öngörülmüştür.

Mühendislik bir nevi optimizasyon işidir. Ortaya çıkarılacak olan ürün tasarlanırken, o ürünün kullanım koşulları göz önünde bulundurulur. Tasarımda dayanıklılık ve müşteri memnuniyeti esas alınmışsa, mühendisler tasarımlarını ortaya çıkabilecek en uç kullanım koşullarına göre yapmak durumundadırlar. Ancak işin bir de maliyet boyutu vardır. Eğer gerçek hayatta bu uç kullanım koşullarının ortaya çıkma olasılığı çok düşükse veya ortaya çıkması halinde üründe oluşabilecek hasarın garanti kapsamında giderilmesi; tasarımın bu uç koşul gözetilerek yapılması halinde ortaya çıkan ürün maliyetinden daha düşük fiyata mal oluyorsa; mühendisler bu uç koşulları göz ardı edebilirler. Ancak otomotiv sektörü insan hayatı riski taşıyan bir sektördür ve sürücü ve yolcuların can güvenliği maliyeti ne olursa olsun gözetilmek zorundadır.

Kardan şaftı araçta önemi yüksek komponentlerden bir tanesidir. Araç seyir hızları yüksektir ve kardan şaftının taşıt seyir halindeyken hasarlanması ciddi kazalara sebebiyet verebilir. Bu bakımdan, çalışma kapsamında incelenen çekici için yapılan araç işletme şartlarında kardan şaftına etkiyebilecek olan maksimum tork olan ortalama 23160 Nm değerinin herhangi bir uç koşulda artıp artamayacağı sorusuna bu bölümde yanıt aranmıştır.

Ortalama 23160 Nm olan tork değeri çekici kardan şaftına etkiyen kuvvet bağlantısı torku idi. Kuvvet bağlantısı tork formülasyonu içerisinde barınan ve aracın değişmez parametrelerinden olmayıp, kullanım koşullarına göre değişiklik gösterebilen parametreler; arka aks yükü ile zemin ve lastik arasındaki sürtünme katsayısıdır.

$$M_H = m_{aks} \times g \times R_{ST} \times f_{TL} \times \mu \times [1/(I_H \times (e_{AD})^{n2})] \quad (3.3)$$

Çalışma kapsamında kuvvet bağlantısı torku hesabı yapılırken, aracın istiap haddi sınırında yani tam yükte yüklendiği kabulüyle hesap yapılmıştı. Bu yükleme sınırı yasal bir sınırdır ve sürücülerin gerek kendi güvenliklerini ve gerekse karayolları yapı ve güvenliğini tehlikeye atmamak adına, araçlarını bu sınırın üzerinde yüklememeleri gerekmektedir. Dolayısıyla, çekicinin istiap haddi kadar yüklendiği kabulü yapılmaya devam edilecek, ancak istiap haddinde yüklü aracın arka aks yükünün kullanım koşullarına göre değişip değişmeyeceği irdelenecektir.

7.1 Çekicinin Tam Yükte Eğimli Yolda İlerlemesi Durumu

Çekicinin istiap haddinde eğimli bir yolda ilerlemesi durumunda arka aks yükü artacak ve buna paralel olarak kardan şaftına etkiyecek olan tekerlek kuvvet bağlantısı torku da artacaktır. Artışın ne mertebelerde olacağının belirlenmesi noktasında bilinmesi gereken öncelikli araç özelliği, aracın tırmanabileceği maksimum eğim değeridir.

7.1.1 Araç yokuş sınırı

Öncelikle standart bir semi treyler temel alınarak, araç yokuş sınırı hesabı için bilinmesi gereken treyler özellikleri hesap edilmiştir.

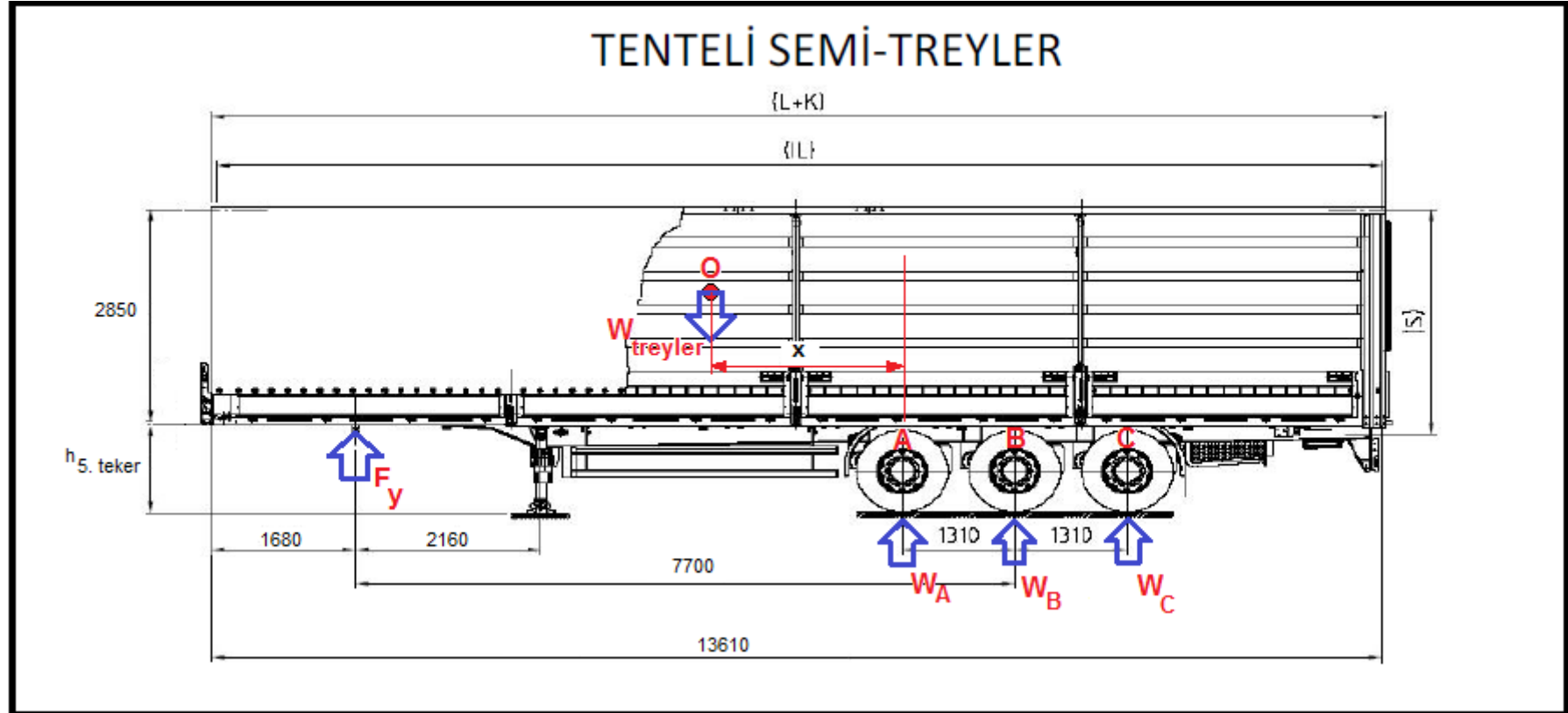
Semi treyler üreticisi tarafından verilen sunulan özellikler:

Müsaade edilen teknik yüklü ağırlık: 39000 kg

Teknik dingil yükü ($W_A + W_B + W_C$): 27000 kg

Bu durumda 5. teker yükü (F_y) = $39000 - 27000 = 12000 \text{ kg} \times g$

Semi-treyler dingil yükleri toplamının B noktasından etki ettiği kabulüyle, semi-treyler ağırlık merkezi hesabı yapılacak olursa:



Şekil 7.1: Standart bir semi treylere ait boyutlar [6].

$$\sum M_o = 0$$

$$\rightarrow F_y \times (7700 - 1310 - X) = (W_A + W_B + W_C) \times (1310 + X) \quad (7.1)$$

$$\rightarrow 12000 \times g \times (7700 - 1310 - X) = 27000 \times g \times (1310 + X)$$

$$\rightarrow X = 1059 \text{ mm}$$

Çekicinin semi treyler ile birlikte yasal istiap haddi 40 tondur. Bu durumda,

$$W_{\text{treyler}} = 40000 - 7963 = 32037 \text{ kg}$$

Yokuş sınırı hesabında kolaylık sağlaması açısından sıfır eğimde, semi-treyler aks yükleri toplamının, semi treyler üzerinde etki ettiği indirgenmiş nokta bulunacak olursa:

$$W_{5.\text{teker}} = GVM - W_{\text{çekici}} \quad (5.2)$$

$$W_{5.\text{teker}} = 19000 - 7963 = 11037 \text{ kg}$$

$$W_{\text{akstoplam}} = W_{\text{treyler}} - W_{5.\text{teker}} \quad (7.2)$$

$$W_{\text{akstoplam}} = 32037 - 11037 = 21000 \text{ kg}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$\rightarrow W_{\text{akstoplam}} \times z = W_{5.\text{teker}} \times 5331$$

$$\rightarrow z = 2802 \text{ mm}$$

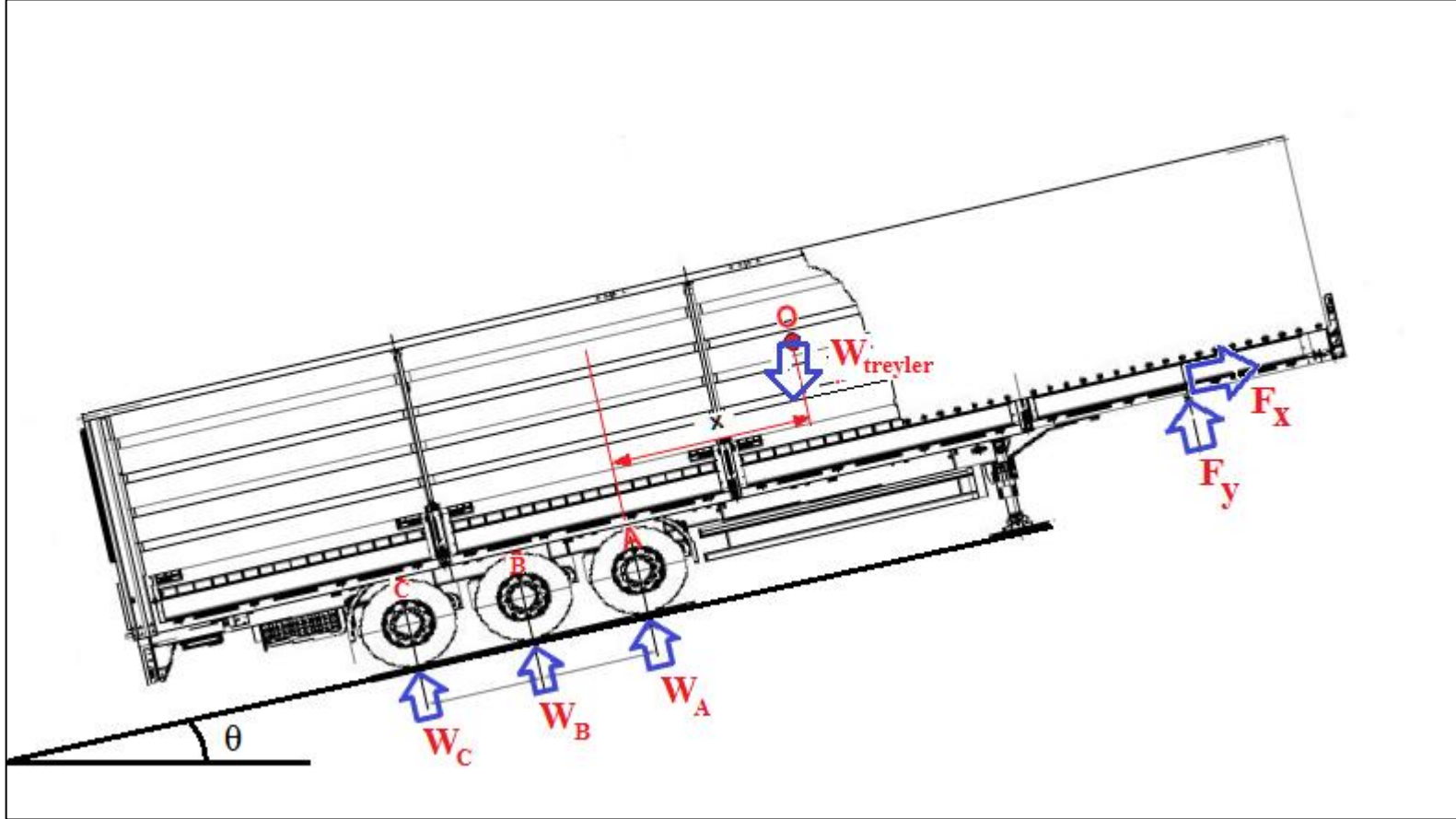
Çekici ve semi treyler ayrı ayrı değerlendirilmek suretiyle çekici için yokuş sınırı hesabı yapılacaktır. Şekil 7.2'de θ eğimi üzerinde duran semi treyle görülmektedir. Eğimde 5. teker üzerinden, semi treylerden çekiciye etkiyen F_x ve F_y kuvvetleri bulunmalıdır.

$$\sum F_X = 0 \rightarrow F_x = W_{\text{treyler}} \times \sin\theta \times g = 32037 \cdot \sin\theta \cdot g$$

$$\sum M_{5.\text{teker}} = 0$$

$$\rightarrow W_{\text{akstoplam}} \times 8133 = W_{\text{treyler}} \times \sin\theta \times 1425 + W_{\text{treyler}} \times \cos\theta \times 5331$$

$$\rightarrow W_{\text{akstoplam}} = W_{\text{treyler}} \times (0,175 \cdot \sin\theta + 0,655 \cdot \cos\theta)$$



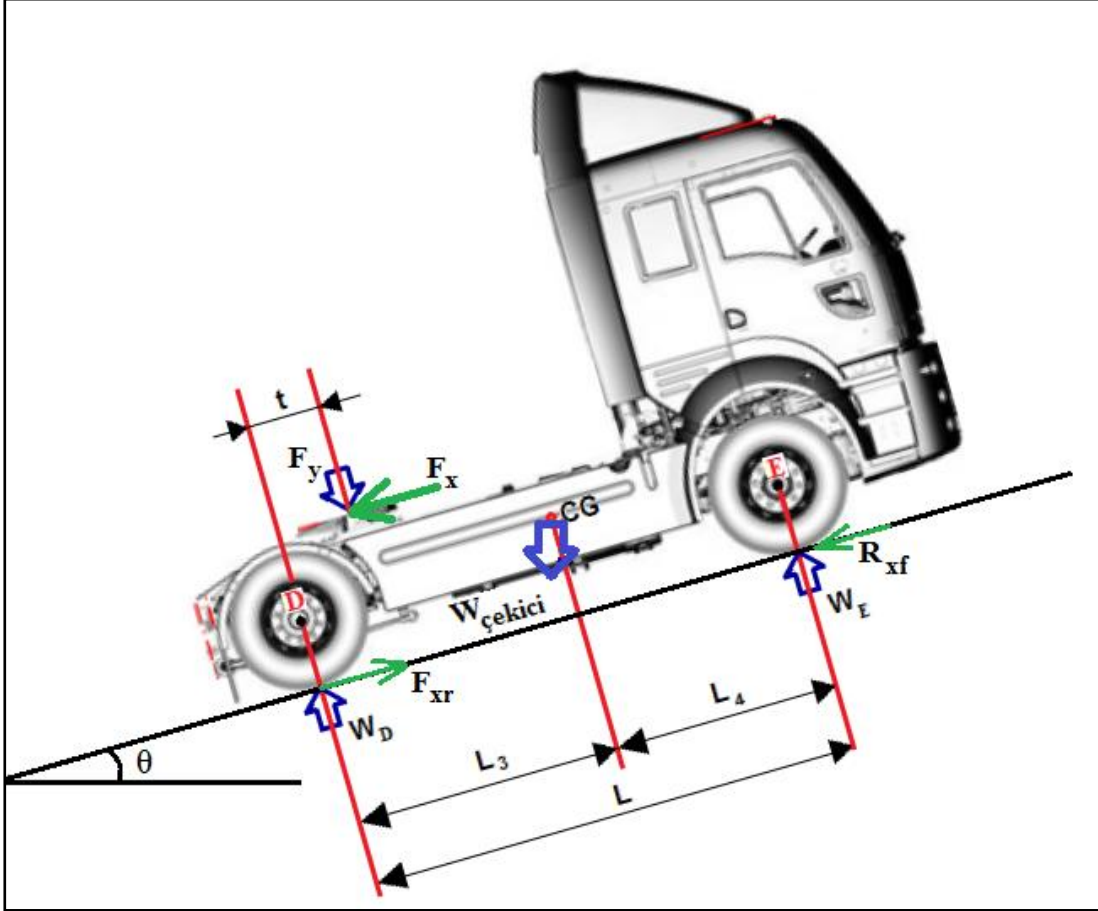
Şekil 7.2: θ eğim açılı yol üzerindeki semi-treyler.

$$\sum F_y=0$$

$$\sum F_y= W_{\text{treyle}} \times \cos\theta - W_{\text{akstoplam}} - F_y = 0 \quad (7.4)$$

$$\rightarrow F_y = W_{\text{treyle}} \times \cos\theta \times g - W_{\text{treyle}} \times (0,175.\sin\theta + 0,655.\cos\theta) \times g$$

$$\rightarrow F_y = W_{\text{treyle}} \cdot g \times (0,345.\cos\theta - 0,175.\sin\theta)$$



Şekil 7.3: θ eğim açılı yol üzerindeki çekici.

Seyir halindeki taşıta etki eden hareket dirençlerine kısaca değinmek gerekirse [7]:

- Yuvarlanma direnci $R_x = f_R \cdot G$
- Yokuş direnci $F_{St} = G \cdot \sin\alpha$
- İvmelenme direnci $F_B = \lambda \cdot \ddot{x} \cdot m$
- Hava direnci $F_L = \left(\frac{1}{2}\right) \cdot \rho \cdot v^2 \cdot c_w \cdot A$

f_R : yuvarlanma direnci katsayısı

G : taşıt ağırlığı (N)

α : yokuş eğim açısı

λ : dönen kütlelerin atalet faktörü

$\ddot{x}$: ivme (m/s^2)

ρ : havanın özgül ağırlığı kg/m^3

v : araç seyir hızı (m/s)

c_w : hava direnci katsayısı

A : taşıtın seyir yönüne dik projeksiyon alanı (m^2)

Rampa tırmanışında, çekicinin tam yüklü olmasından dolayı seyir hızının düşük ve ivmelenmenin sıfır olduğundan hareketle ivmelenme direnci ve aerodinamik hava direnci değerleri ihmal edilmektedir.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{xr} - W_{\text{çekici}} \cdot \sin\theta - F_x - R_{xf} = 0 \quad (7.5)$$

$R_{xf} = W_E \cdot f_R$ (Yuvarlanma direnci)

$$\sum M_E = 0 \rightarrow F_x \cdot h_{5.\text{tekerlek}} + F_y \cdot (L-t) + W_{\text{çekici}} \cdot \cos\theta \cdot L_4 + W_{\text{çekici}} \cdot \sin\theta \cdot h_{CG} - W_D \cdot L = 0 \quad (7.6)$$

$$\sum M_D = 0 \rightarrow F_y \cdot t - F_x \cdot h_{5.\text{tekerlek}} + W_{\text{çekici}} \cdot \cos\theta \cdot L_3 - W_{\text{çekici}} \cdot \sin\theta \cdot h_{CG} - W_E \cdot L = 0 \quad (7.7)$$

Arkadan çekişli çekici için yokuş sınırı, tahrik kuvveti aktarma sınırından hareketle hesaplanır [8].

$$W_D \times \mu_r \geq F_{xr} \quad (7.8)$$

Denklem 7.5'ten:

$$F_{xr} = W_{\text{çekici}} \cdot \sin\theta + F_x + W_E \cdot f_R$$

Denklem 7.6'dan:

$$W_D = \left[(W_{\text{treyle}} \cdot \sin\theta) \cdot h_{5.\text{tekerlek}} + W_{\text{treyle}} \cdot (0,345 \cdot \cos\theta - 0,175 \cdot \sin\theta) \cdot (L-t) + \right. \\ \left. + W_{\text{çekici}} \cdot \cos\theta \cdot L_4 + W_{\text{çekici}} \cdot \sin\theta \cdot h_{CG} \right] / L$$

$$W_D = (11941 \cos\theta + 7339 \sin\theta) \cdot g$$

Denklem 7.7'den:

$$W_E = \left[-(W_{\text{treyleler}} \cdot \sin\theta) \cdot h_{5.\text{tekerlek}} + W_{\text{treyleler}} \cdot (0,345 \cdot \cos\theta - 0,175 \cdot \sin\theta) \cdot (t) + W_{\text{çekici}} \cdot \cos\theta \cdot L_3 - W_{\text{çekici}} \cdot \sin\theta \cdot h_{CG} \right] / L$$

$$W_E = (7075 \cos\theta - 12946 \sin\theta) \cdot g$$

$$\rightarrow F_{xr} = [7963 \cdot \sin\theta + 32037 \cdot \sin\theta + (7075 \cos\theta - 12946 \sin\theta) \cdot 0,008] \cdot g$$

$$\rightarrow F_{xr} = (39896 \cdot \sin\theta + 56,6 \cdot \cos\theta) \cdot g$$

Bulunan tüm terimler yerine konulacak olursa:

$$W_D \times \mu_r \geq F_{xr}$$

$$\rightarrow (11941 \cdot \cos\theta + 7339 \cdot \sin\theta) \cdot g \cdot 0,9 \geq (39896 \cdot \sin\theta + 56,6 \cdot \cos\theta) \cdot g$$

$$\rightarrow 10690 \cdot \cos\theta \geq 33291 \cdot \sin\theta$$

$$\rightarrow 0,321 \geq \tan\theta$$

$$\text{Çekici yokuş sınırı } (\theta_{\max}) = \tan^{-1}(0,321) = 17,8 \text{ derece } (\%32 \text{ eğim})$$

Motorun sağladığı maksimum tahrik kuvvetinin, çekicinin bu eğim değerini tırmanmasına olanak sağlayıp sağlayamayacağı da kontrol edilmelidir.

$$F_{xr-\max} = (M_m \cdot i_a \cdot i_H \cdot \epsilon) / R_{st} \quad (7.9)$$

$$F_{xr-\max} = (1900 \cdot 13,8 \cdot 3,08 \cdot 0,95) / 0,490 = 156571 \text{ N}$$

17,8 derece eğimde kalkış için gerekli minimum tahrik kuvveti:

$$W_D \times \mu_r = (11941 \cos 17,8 + 7339 \sin 17,8) \cdot 9,81 \cdot 0,9 = 120188 \text{ Nm}$$

Görüldüğü gibi motorun tahrik tekerlekleri için sağlayabileceği maksimum tahrik kuvveti, 17,8 derecelik eğimde çekicinin kalkışı için gerekli tahrik kuvveti karşılamaktadır. Dolayısıyla çekici için geçerli olan yokuş sınırı değeri, maksimum 17,8 derecelik eğim açısına tekabül eden %32 eğimdir.

7.1.2 Eğimin çekici arka aks yükü üzerine etkisi

Çekicinin tam yüklü olduğu duruma ilişkin, arka ve ön aks yüklerinin θ eğim açısına bağlı bağıntıları aşağıdaki şekliyle Bölüm 7.1.1'de türetilmişti.

$$W_D = (11941 \cos\theta + 7339 \sin\theta) \cdot g$$

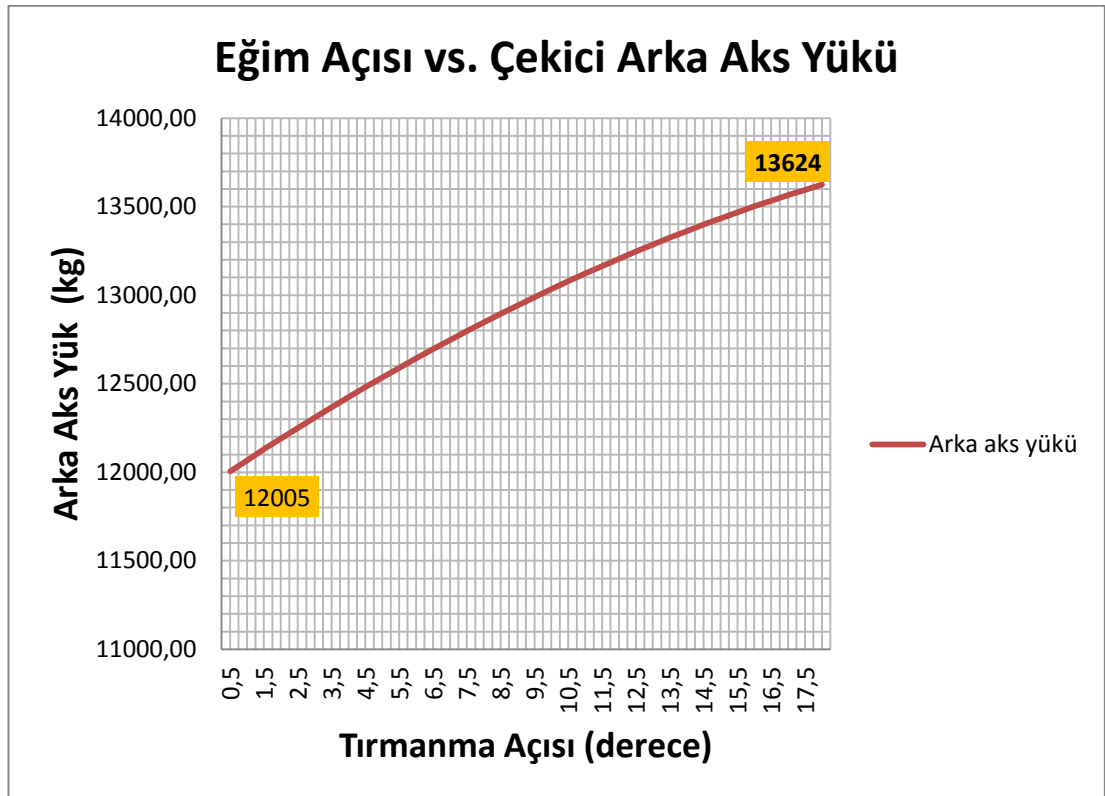
$$W_E = (7075 \cos\theta - 12946 \sin\theta) \cdot g$$

Çekici için tırmanma sınırının 17,8 derece olduğu göz önünde bulundurularak Çizelge 7.1’de, tırmanılabilecek maksimum eğim açısına kadar olan çekici arka aks ve ön aks yükleri ile bunların toplamı gösterilmektedir.

Görüldüğü gibi arka aks yükü değeri (W_D) aracın tırmanma açısıyla birlikte doğru orantılı olarak artmaktadır.

Dikkat çeken bir diğer nokta da çekici ön ve arka aks toplam yük değerinin, eğimle birlikte azaldığıdır. Sıfır eğimde toplam aks yükü (çekici ağırlığı) yaklaşık 19000 kg iken, bu değer aracın maksimum tırmanma açısı olan 17,8 derecede 16352 kg’a kadar düşmüştür. Buradan çekici yükünün, artan yokuş eğimiyle doğru orantılı olarak semi treyler akslarına transfer olduğu çıkarımında bulunulabilir.

Çıkan sonuçları grafiğe dökmek gerekirse, Şekil 7.4’de görülen çekici arka aks yükünün yokuş eğim açısına bağlı değişim grafiği karşımıza çıkacaktır.



Şekil 7.4: Çekici arka aks yükünün yokuş eğim açısına bağlı değişim grafiği.

Çizelge 7.1: Maksimum tırmanma açısına kadar olan aks yükleri değerleri.

Eğim Açısı θ (derece)	W_D (kg) Rear Axle Load	W_E (kg) (Front Axle Load)	Çekici Aks Yükleri Toplamı (kg)
0,5	12004,59	6961,76	18966,35
1,0	12067,26	6847,98	18915,25
1,5	12129,02	6733,69	18862,71
2,0	12189,85	6618,88	18808,73
2,5	12249,76	6503,57	18753,33
3,0	12308,73	6387,76	18696,49
3,5	12366,76	6271,47	18638,23
4,0	12423,86	6154,70	18578,55
4,5	12480,00	6037,46	18517,46
5,0	12535,20	5919,76	18454,96
5,5	12589,44	5801,61	18391,05
6,0	12642,72	5683,02	18325,74
6,5	12695,04	5563,99	18259,03
7,0	12746,39	5444,54	18190,94
7,5	12796,77	5324,68	18121,46
8,0	12846,18	5204,41	18050,59
8,5	12894,61	5083,75	17978,36
9,0	12942,06	4962,69	17904,75
9,5	12988,52	4841,26	17829,79
10,0	13033,99	4719,47	17753,46
10,5	13078,47	4597,31	17675,78
11,0	13121,96	4474,80	17596,76
11,5	13164,44	4351,95	17516,39
12,0	13205,92	4228,77	17434,69
12,5	13246,40	4105,27	17351,67
13,0	13285,87	3981,45	17267,32
13,5	13324,32	3857,33	17181,66
14,0	13361,77	3732,92	17094,69
14,5	13398,19	3608,23	17006,41
15,0	13433,59	3483,25	16916,85
15,5	13467,97	3358,02	16825,99
16,0	13501,33	3232,53	16733,85
16,5	13533,66	3106,79	16640,44
17,0	13564,95	2980,81	16545,76
17,5	13595,21	2854,61	16449,82
17,8	13624,44	2728,19	16352,63

7.1.3 Eğimin tekerlek kuvvet bağlantısı torkuna olan etkisi

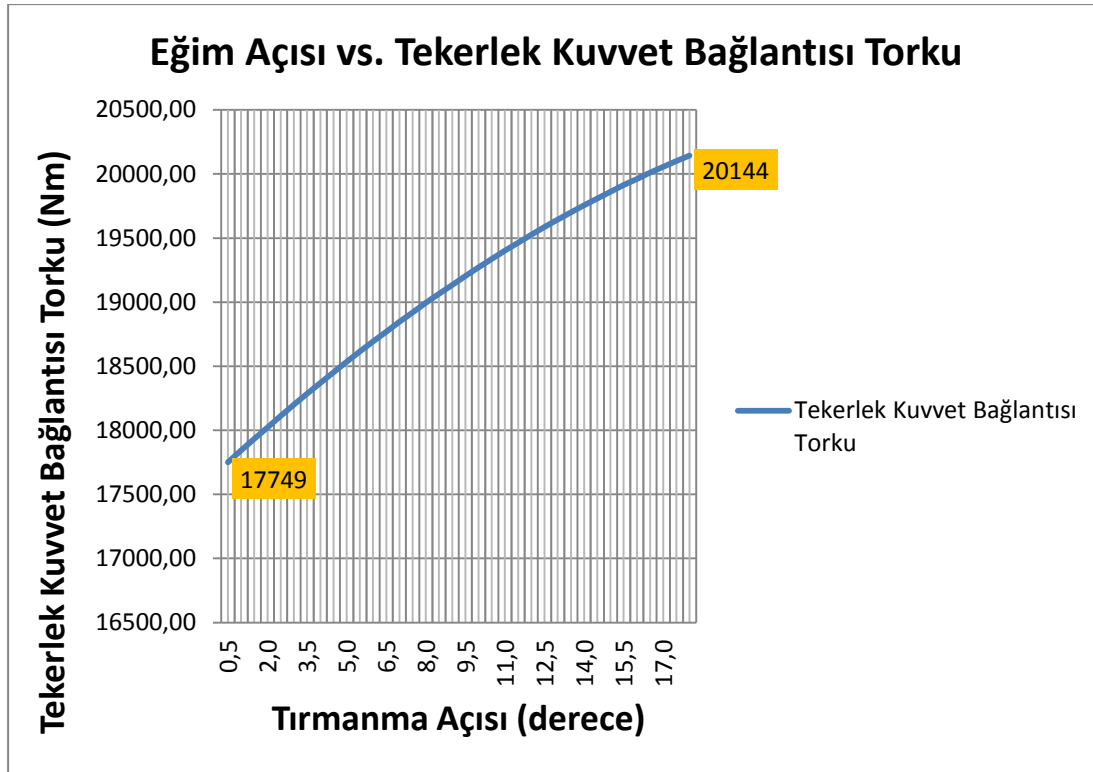
Bilindiği üzere tekerlek kuvvet bağlantısı torku, tahrik aksı yüküyle doğru orantılı orantılıdır. Çekicinin arka aks yükünün artan tırmanma eğim açısıyla birlikte arttığı Bölüm 7.1.2’de verilmişti. Arka aks yükü sıfır eğim değerinde 12 ton civarındayken, aracın tırmanabileceği maksimum eğim değeri olan %32’lik eğime gelindiğinde 13,6 ton mertebelerine ulaşmaktadır.

Tekerlek kuvvet bağlantısı torku formülasyonu, bilindiği üzere bünyesinde dinamik yük transfer katsayısını (f_{TL}) barındırmaktadır. Bu katsayı sıfır eğim için yapılan hesaplarda başlangıçta 1,3 olarak varsayılmış; ileriki aşamada yapılan testler sonucu alınan ölçüm sonuçları doğrultusunda, çalışma kapsamında incelenen çekici için 1,313 değerinin alınması gerektiği belirlenmişti. Ancak çekicinin yokuş tırmanma durumunda, dinamik yük transfer katsayısının 1,313 alınması doğru sonuçlar vermeyecektir. Dinamik yük transferi, aracın ivmelenmesinin yarattığı akslar arası yük değişimidir. Taşıtın eğim tırmanma şartlarının incelenmesindeki amaç, kardan şaftına sıfır eğimde etkiyen maksimum tekerlek kuvvet bağlantısı torkunun daha yüksek mertebelerde karşımıza çıkıp çıkmayacağını belirlemek idi. Hesaplama sonuçları da artan eğimle birlikte arka aks yükünün, buna bağlı olarak da tekerlek kuvvet bağlantı torkunun artabileceği yönündedir. Ancak aracın maksimum tırmanabileceği açı olan 17,8 derecelik eğimde tam yüklü durumda yokuş tırmandığı göz önünde bulundurulursa, bu koşul altında taşıtın ivmelenmesi gibi bir durumun söz konusu olamayacağı anlaşılr. Dolayısıyla dinamik yük transfer katsayısı (f_{TL}), yokuş tırmanma durumunda taşıt ivmelenmesinin sıfır veya sıfıra yakın olacağı varsayımıyla 1 olarak kabul edilmiştir. Sonuç itibarıyla, sıfır eğimde yaklaşık 12 ton olan arka aks yüküne karşılık tekerlek kuvvet bağlantısı torku 22927 Nm iken; aracın maksimum yokuş sınırı olan 17,8 derecelik eğimin tırmanıldığı durum için hesaplanan yaklaşık 13,6 tonluk arka aks yüküne karşılık, $f_{TL}=1$ kabulüyle tekerlek kuvvet bağlantısı torku 20144 Nm olarak karşımıza çıkmaktadır.

$$M_H = m_{aks} \times g \times R_{ST} \times f_{TL} \times \mu \times [1/(\dot{I}_H \times (e_{AD})^{n^2})] \quad (3.3)$$

Çizelge 7.2, 17,8 derecelik maksimum tırmanma eğimine kadar arka aks yükü ve tekerlek kuvvet bağlantı torku değerlerini göstermektedir. Şekil 7.5'te ise tekerlek kuvvet bağlantısı torkunun eğim açısına bağlı değişim grafiği görülmektedir.

Sonuç olarak; taşıtın yokuş tırmanma eğiminin, araç arka aks yükü ve paralelinde tekerlek kuvvet bağlantısı torkunu artırıcı etkisi vardır. Ancak aracın tam yüklü halde maksimum tırmanabileceği eğimi tırmanıyor olması durumunda ivmelenme söz konusu olmayacağından, dinamik yük transfer katsayısı hesaba dahil edilmemelidir. Özetle, aracın ivmelenmesi veya yokuş tırmanıyor olması durumları, taşıt dinamiği açısından tekerlek kuvvet bağlantısı torku üzerinde aynı etkiyi yapmaktadır. İki durum da incelenerek, bu durumlarda kardan şaftı üzerine etkiyebilecek maksimum



Şekil 7.5: Tekerlek kuvvet bağlantısı torkunun eğim açısına bağlı değişim grafiği.

tekerlek kuvvet bağlantısı torku hesap edilmeli ve ona göre kardan şaftı tasarımı veya seçimi yapılmalıdır. Bu çalışma kapsamında incelenen çekici için kardan şaftına etkiyebilecek maksimum tekerlek kuvvet bağlantısı torku, sıfır eğimde ölçülen ortalama 23169 Nm'dir. Bu değere göre yapılan kardan şaftı mafsalsal seçimi doğru olacaktır.

Çizelge 7.2: Arka aks yükü ve tekerlek kuvvet bağlantısı torku değerlerinin eğimle olan değişimi.

Eğim Açısı θ (derece)	W_D (kg) Rear Axle Load	M_H Tekerlek Kuvvet Bağlantısı Torku (Nm)
0,5	12004,59	17749,27
1,0	12067,26	17841,94
1,5	12129,02	17933,25
2,0	12189,85	18023,19
2,5	12249,76	18111,76
3,0	12308,73	18198,96
3,5	12366,76	18284,76
4,0	12423,86	18369,18
4,5	12480,00	18452,19
5,0	12535,20	18533,80
5,5	12589,44	18614,00
6,0	12642,72	18692,78
6,5	12695,04	18770,13
7,0	12746,39	18846,06
7,5	12796,77	18920,55
8,0	12846,18	18993,60
8,5	12894,61	19065,21
9,0	12942,06	19135,36
9,5	12988,52	19204,06
10,0	13033,99	19271,29
10,5	13078,47	19337,05
11,0	13121,96	19401,35
11,5	13164,44	19464,16
12,0	13205,92	19525,50
12,5	13246,40	19585,34
13,0	13285,87	19643,70
13,5	13324,32	19700,56
14,0	13361,77	19755,91
14,5	13398,19	19809,77
15,0	13433,59	19862,11
15,5	13467,97	19912,95
16,0	13501,33	19962,26
16,5	13533,66	20010,06
17,0	13564,95	20056,33
17,5	13595,21	20101,08
17,8	13624,44	20144,29

KAYNAKLAR

- [1] **Kaya, S., Cetrez, M.,** 2009: C12244438_presentation, Gebze Driveshaft Engineering, Ford Otosan A.Ş.
- [2] **Seherr-Thoss, H. C., Schmelz, F., Aucktor, E.** (2006). Universal Joints and Driveshafts Analysis, Design, Applications. Springer, 2. Baskı, Sf. 126-139, Berlin, Almanya.
- [3] **Koç, E., Keleş, İ., Yıldızlı, K.** (2011). Strain Gauge Deney Föyü. Ondokuz Mayıs Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, Samsun. Alındığı tarih: 20.11.2012, adres: <http://mf.omu.edu.tr/makina/files/2011/12/STRAIN-GAGE-deneyi.pdf>
- [4] **Wong, J. Y.** (2001). Theory of Ground Vehicles. John Wiley & Sons Inc., 3. Baskı, Sf. 20-35, Ottawa, Canada.
- [5] **Gillespie, T. D.** (1992). Fundamentals of Vehicle Dynamics. Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA.
- [6] **Url-1**
<http://www.daftirsan.com.tr/uploaded_files/kf%20tenteli%20f%20c3%b6y.pdf>, alındığı tarih: 01.12.2012.
- [7] **Göktan, A. G.** (2007). Taşıtlarda Aktarma Organları Ders Notları. İTÜ Makina Fakültesi, Otomotiv, Lisans, Sf. 7.
- [8] **Erzi, A. I.** (2001). Taşıt Tekniği Ders Notları. İTÜ Makina Fakültesi, Otomotiv, Lisans, Sf. 41-48.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Tamer AKKURT

Doğum Yeri ve Tarihi: Bakırköy/İstanbul - 20.08.1986

Adres: İstasyon mah. Yunus Emre cad. Kıvrırcık sok. No:10
Daire:2 Halkalı-Küçükçekmece / İSTANBUL

E-Posta: akkurtt86@gmail.com

Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi / Makina Mühendisliği

Yüksek Lisans (Varsa): -

Mesleki Deneyim ve Ödüller: Ford Otosan Ürün Geliştirme Mühendisliği (3 YIL)