VİTES KADEMESİNDEKİ ARTIŞIN
TAŞITA OLAN ETKİSİNİN ANALİZİ

Faruk Emre AYSAL

DANIŞMAN

Prof. Dr. Hüseyin BAYRAKÇEKEN

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Temmuz, 2014

AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

VİTES KADEMESİNDEKİ ARTIŞIN TAŞITA OLAN ETKİSİNİN ANALİZİ

Faruk Emre AYSAL

DANIŞMAN

Prof. Dr. Hüseyin BAYRAKÇEKEN

İKİNCİ DANIŞMAN

Doç. Dr. Zekeriya GİRGİN

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ A.B.D.

Temmuz 2014

TEZ ONAY SAYFASI

Faruk Emre AYSAL tarafından hazırlanan "Vites Kademesindeki Artışın Taşıta Olan Etkisinin Analizi" adlı tez çalışması lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca ...../...../..... tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği **Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman **:** Prof. Dr. Hüseyin BAYRAKÇEKEN

İkinci Danışmanı **:** Doç. Dr. Zekeriya GİRGİN

Başkan	**:** Prof. Dr. Duran ALTIPARMAK Gazi Ü. Teknoloji Fakültesi,
Üye	**:** Prof. Dr. Muhammed YÜRÜSOY Afyon Kocatepe Ü. Teknoloji Fakültesi,
Üye	**:** Prof. Dr. Hüseyin BAYRAKÇEKEN Afyon Kocatepe Ü. Teknoloji Fakültesi,
Üye	**:** Doç. Dr. Zekeriya GİRGİN Pamukkale Ü. Mühendislik Fakültesi
Üye	**:** Yrd. Doç. Dr. Tolga TOPGÜL Gazi Ü. Teknoloji Fakültesi

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun

...../...../..... tarih ve

……. sayılı kararıyla onaylanmıştır.

…….

Prof. Dr. Yılmaz YALÇIN

Enstitü Müdürü

BİLİMSEL ETİK BİLDİRİM SAYFASI

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- Atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

09/07/2014

Faruk Emre AYSAL

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

VİTES KADEMESİNDEKİ ARTIŞIN TAŞITA OLAN ETKİSİNİN ANALİZİ

Faruk Emre AYSAL

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Hüseyin BAYRAKÇEKEN

İkinci Danışman: Doç. Dr. Zekeriya GİRGİN

Otomotiv endüstrisinde son yıllarda sürüş ve yakıt verimini arttırmak üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Motorda üretilen gücün tekerleklere kadar ulaştırılmasını sağlayan güç aktarma organları içerisinde şanzımanlar, taşıt performansında ve yakıt ekonomisinde önemli bir rol oynamaktadır. Şanzımanların çok sayıda çeşidi bulunmakla birlikte halen geliştirme çalışmaları hızla sürmektedir. Taşıt ve şanzıman fonksiyonel sistem olarak alınırsa vites sayısı, her bir vitesin dişli oranı ve bileşke vites oranı değerlendirilip, vites kutusu tasarımının nasıl olacağına karar verilebilir. Tasarımcı taşıtın maksimumum hızına, taşıta uygun ivmelenmeye ve taşıta gerekli tırmanma performansına ve işletme koşullarını dikkate alarak karar verir. Ayrıca tasarım konusunda sınırlandırma getiren bir diğer etmen de şanzımanın güç aktarımındaki verimi ve özellikle yakıt tüketimidir.

Bu çalışmada, taşıtlarda güç aktarımı için kullanılan manuel şanzımanlar üzerine çalışma yapılmıştır. Metot olarak *Matlab/Simulink*® simülasyon ortamında içten yanmalı motorun, şanzımanın, tork konvertörün, kavramanın, taşıt dinamiğinin ve sürücü kontrol girişlerinin modellemesi kullanılmıştır. Temel bir güç aktarma sisteminde farklı dişli oranlarının taşıt dinamiği üzerinde etkisi incelenmiştir. Aynı taşıt için dört vitesli ve beş vitesli şanzıman kullanımının etkileri araştırılmıştır. Ayrıca her iki şanzımanın vites kademelerindeki dişli oranlarının değişiminin taşıt dinamiği üzerindeki etkileri incelenmiştir. Dört vitesli taşıtta aynı vites kademesi için beş vitesli taşıta göre daha yüksek devir aktarılmasına rağmen daha düşük tork iletilmektedir. Bu durumda beş vitesli taşıtın yakıt tasarrufu açısından daha etkin bir çözüm olduğunu göstermektedir.

2014, ix + 63 sayfa

Anahtar Kelimeler: Taşıt Dinamiği, Vites Kutusu, Dişli Oranı, Otomobil, Vites Kademesi

ABSTRACT

M.Sc Thesis

THE ANALYSIS OF THE EFFECTS OF THE GEAR LEVELS INCREASEMENT ON THE VEHICLES

Faruk Emre AYSAL

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Hüseyin BAYRAKÇEKEN

Co - Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Zekeriya GİRGİN

In recent years, many investigations have been made to increase driving comfort and to decrease fuel consumption on automotive industries. The power is produced in an internal combustion engine and it transmits to wheels with a powertrain system. In this case, one of the most important components of the powertrain system is the transmission system, which is impact to vehicle performance and fuel economy. Commercially a lot of types of the transmission systems are used to currently. However, the development woks are continuing rapidly about the transmission system and transmission controller. If the vehicle and transmission system assumed as a functional system, one can decide how to be a transmission system designing with evaluated the number of gear, gear ratio for the each gear and resultant gear ratio. Designer make a decision for design in accordance with the maximum speed of the vehicle, appropriated acceleration of the vehicle and climbing performance of the vehicle. Furthermore, the powertrain yield of the transmissions and especially fuel consumption are another limitation for the structure and design of the transmission system.

In this study, a manual transmission used for powertrain in the vehicle is investigated. A simulation is contained internal combustion engine, transmission system, torque convertor, clutch, vehicle dynamics and driving behavior signals established in the *Matlab/Simulink®*. The effect of different gear ratio on the vehicle dynamics are investigated for a fundamentals powertrain system. After that the effect of four and five speed transmissions system on the vehicle dynamics are researched for the same vehicle. Besides, for both transmissions type the effect of different gear ratio on the vehicle dynamics is considered.

2014, ix + 63 pages

Keywords: Vehicle Dynamics, Gear Box, Gear Ratio, Automobile, Gear Level

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın başından sonuna kadar emeği geçen değerli danışmanlarım Sayın Prof. Dr. Hüseyin Bayrakçeken ve Sayın Doç. Dr. Zekeriya Girgin'e, çalışma süresince desteklerini esirgemeyen ve değerli katkılar sağlayan çalışma arkadaşlarıma, bilhassa yapmış oldukları fikri katkılar sebebiyle Sayın Prof. Dr. Nazım Usta, Sayın Arş. Gör Serkan Çaşka ve Sayın Arş. Gör Yelda Akçin'e, beni bugünlere kadar yetiştiren ve hayatımın her döneminde desteklerini esirgemeyen aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Faruk Emre AYSAL

AFYONKARAHİSAR, 2014

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET i
ABSTRACT ii
TEŞEKKÜR iii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ v
ŞEKİLLER DİZİNİ vi
RESİMLER DİZİNİ viii
ÇİZELGELER DİZİNİ ix
1. GİRİŞ 1
2. LİTERATÜR 11
3. MATERYAL VE METOT 23
3.1 Temel Güç Aktarma Sistemi Modeli 23
3.2 Dört Vitesli Manuel Şanzıman Modeli 26
3.3 Beş Vitesli Manuel Şanzıman Modeli 35
4. BULGULAR 39
4.1 Dişli Oranı Değişiminin Temel Güç Aktarma Sistemine Etkileri 39
4.2 Dişli Oranı Değişiminin Dört Vitesli Manuel Şanzımana Etkileri 42
4.3 Dişli Oranı Değişiminin Beş Vitesli Manuel Şanzımana Etkileri 47
4.4 Dört ve Beş Vitesli Şanzımanın Taşıt Üzerine Etkilerinin Karşılaştırılması 51
5. SONUÇLAR 55
6. KAYNAKLAR 57
ÖZGEÇMİŞ 62
7. EKLER 63

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Kısaltmalar

CVT	Continuously Variable Transmission (Sürekli Değişen oranlı Şanzıman)
DCT	Dual Clutch Transmission (Çift Kavramalı Şanzıman)
AMT	Automated Manuel Transmission (Otomatikleştirilmiş Şanzıman)
M.Ö.	Milattan Önce
HET	Hibrit Elektrikli Taşıt
GM	General Motors
ZF	Zeppelin Foundation
CAT	Conventional Automatic Transmission (Geleneksel Otomatik Şanzıman)
SMVS	Sliding Mode Variable Structure (Değişken Tasarımlı Kayma Modu)
EYS	Enerji Yönetim Stratejisi
PMP	Pantryag'ın Minimum Prensibi
DP	Dynamic Programing (Dinamik Programlama)
NEDC	New Europan Drive Cycle (Avrupa Sürüş Çerçevesi)
HIL	Hardware In The Loop

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1 İki vitesli Dişli Kutusu 2
Şekil 1.2 Avare Dişli Sistemli Dişli Kutusu 2
Şekil 1.3 Diferansiyel Dişli Grubu 3
Şekil 1.4 Planet Şanzıman 3
Şekil 1.5 İki Vitesli Kayışlı Şanzıman 4
Şekil 1.6 Avare Dişli Modeli ile İlk 4 Vitesli Şanzıman 4
Şekil 1.7 Grup Dişlisi Mili Kullanılan Şanzıman 5
Şekil 1.8 Kayıcı Dişli Tipi (a) ve Daimi İştiraklı Vites kutuları (b) 7
Şekil 1.9 DCT Tip Şanzıman Çubuk Model Diyagramı 8
Şekil 3.1 Temel Güç Aktarma Sistemi Modeli 24
Şekil 3.2 Taşıt Dinamiği Modeli 25
Şekil 3.3 Devir Sensörü Modeli 26
Şekil 3.4 Dört Vitesli Taşıt Modeli 27
Şekil 3.5 İçten Yanmalı Motor Modeli 28
Şekil 3.6 Kavrama Modeli 29
Şekil 3.7 Kavrama Kontrolü Modeli 30
Şekil 3.8 Kavrama Sürtünme Kuvveti Modeli 31
Şekil 3.9 Dört Vitesli Şanzıman Modeli 32
Şekil 3.10 Senkromeç Yapısının Modeli 33
Şekil 3.11 Dört ve Beş Vitesli Taşıtta Kullanılan Taşıt Dinamiği Modeli 34
Şekil 3.12 Dört Vitesli Şanzıman İçin Sürücü Davranışı Sinyal Diyagramı 35
Şekil 3.13 Beş Vitesli Manuel Şanzıman Modeli 36
Şekil 3.14 Beş Vitesli Şanzıman için Sürücü Davranışı Sinyal Diyagramı 37
Şekil 4.1 Temel Güç Aktarmada Aktarılan Devrin Değişimi 39
Şekil 4.2 Temel Güç Aktarmada Aktarılan Gücün Değişimi 40
Şekil 4.3 Temel Güç Aktarmada Diferansiyel Girişinde Şaft Devri Değişimi 41
Şekil 4.4 Temel Güç Aktarmada Tork Konvertör Çıkışı Devir Değişimi 42
Şekil 4.5 Dört Vitesli Taşıtta Aktarılan Devir 43
Şekil 4.6 Dört Vitesli Taşıtta Tekerlek Kayması 44
Şekil 4.7 Dört Vitesli Taşıtta Taşıt Hızı 45
Şekil 4.8 Dört Vitesli Taşıtta Kavrama Torku 46
Şekil 4.9 Dört Vitesli Taşıtta Aktarılan Güç 47

Şekil 4.10 Beş Vitesli Taşıtta Aktarılan Güç 48
Şekil 4.11 Beş Vitesli Taşıtta Aktarılan Devir 49
Şekil 4.12 Beş Vitesli Taşıtta Kavrama Torku 50
Şekil 4.13 Beş Vitesli Taşıtta Taşıt Hızı 51
Şekil 4.14 Dört ve Beş Vites Sürücü Sinyallerinin Karşılaştırması 52
Şekil 4.15 Dört ve Beş Vitesli Taşıtta Aktarılan Devrin Karşılaştırılması 53
Şekil 4.16 Dört ve Beş Vitesli Taşıtta Kavrama Torkunun Karşılaştırılması 53
Şekil 4.17 Dört ve Beş Vitesli Taşıtta Tekerlek Kaymasının Karşılaştırılması 54
Şekil 7.1 Temel Güç Aktarmada Aktarılan Devrin Değişimi 1 63
Şekil 7.2 Temel Güç Aktarmada Aktarılan Devrin Değişimi 2 63
Şekil 7.3 Temel Güç Aktarmada Aktarılan Güç 1 64
Şekil 7.4 Temel Güç Aktarmada Aktarılan Güç 2 64
Şekil 7.5 Temel Güç Aktarmada Diferansiyel Öncesi Şaft Devri 1 65
Şekil 7.6 Temel Güç Aktarmada Diferansiyel Öncesi Şaft Devri 2 65
Şekil 7.7 Temel Güç Aktarmada Tork Konvertör çıkışında Devir 1 66
Şekil 7.8 Temel Güç Aktarmada Tork Konvertör çıkışında Devir 2 66

RESİMLER DİZİNİ

Sayfa

Resim 1.1 CVT Şanzıman Kesit Görünüşü - Tiptronik Şanzıman Vites Kumandası.....8

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 4.1 Dört Vitesli Şanzıman İçin Dişli Oranları..... 43
Çizelge 4.2 Beş Vitesli Şanzımanda Dişli Oranları 47

1. GİRİŞ

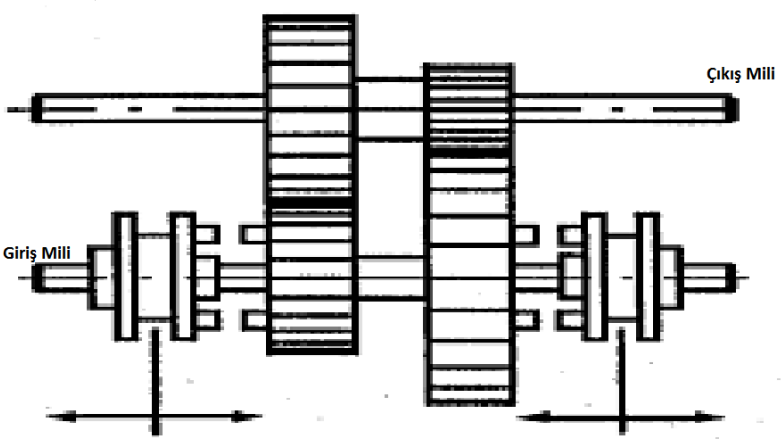
Taşıtlar günümüzün vazgeçilmez unsurlarındandır. Farklı hız, güç, tork ve yol koşullarında taşıtların güvenle ve verimli şekilde çalışmasında şanzımanlar önemli rol oynamaktadır. Şanzımanlar sadece taşıtlarda değil günlük hayatta torna gibi çeşitli iş makinalarında devir ve tork parametrelerinin ayarlanmasında da kullanılmaktadır.

Gemi ve savaş uçakları dâhil bütün motorlu taşıtlar torku ve dönme yönünü değiştirmek için transmisyona ihtiyaç duyar. Şanzımanlar arasında fonksiyonu ve kullanım amacına göre belirgin bir ayrım mevcuttur (Lechner and Naunheimer 1999).

Dişli sistemleri, 1000 yıldan daha uzun süre önce insan ve hayvan gücünün etkinliğini arttırmak için kullanılmaya başlanmıştır. Mezopotamya havzasında keşfedilen M.Ö. 4000'li yıllara ait kalıntılarda el arabası resimleri bulunmaktadır. M.Ö. 2500'li yıllarda ise ilk kez iki yarı dairesel ahşap diskten oluşan tekerlekler yapılmıştır. M.Ö. 2000 ila 1000 yılları dolayında su değirmenlerinde ilk kez ahşaptan yapılmış düz dişli ve pamuk cırcırlarında ilk kez sonsuz dişli kullanımı görülmüştür (Lechner and Naunheimer 1999).

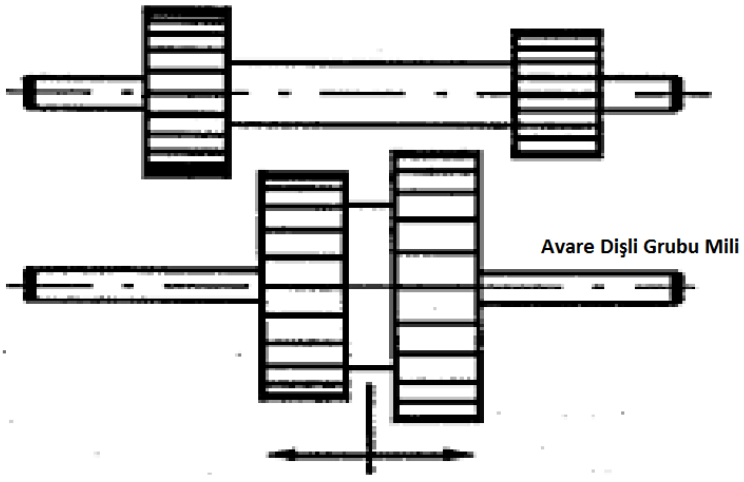
Taşıt şanzımanlarının ilk çıkış noktasında insan ve kas gücünün daha verimli kullanılması amacıyla hareket edilmiştir. Bu amaçla 1500'lü yıllarda Albrecht Dürer bir konik dişli, bir düz dişli ve bir baskı krank'ı kullanarak kas gücüyle çalışan bir taşıtı, sınırlı insan gücünden daha etkili şekilde kullanmak amacıyla tasarlamıştır (Lechner and Naunheimer 1999).

Motor hızını ve torkunu çıkış gücüne adapte etmek için motor ile dişli ünitesi kullanma fikri otomobillerin resmi doğum tarihi olan 1886'dan 100 yıl kadar öncesine dayanmaktadır. M.S. 1754 yılında Euler tarafından dişli çarklar için evolvent dişli eğrisi dişli kanunu ortaya atılmıştır. James Watt 1784'te buhar makinesinde kullanılmak üzere dişlilerin sabit olduğu tırnaklı kavramayla çalışan iki vitesli hızı değiştirilebilen vites kutusunu icat etmiştir (Şekil 1.1.) bu patent günümüzde halen kullanılmaktadır (Lechner and Naunheimer 1999).



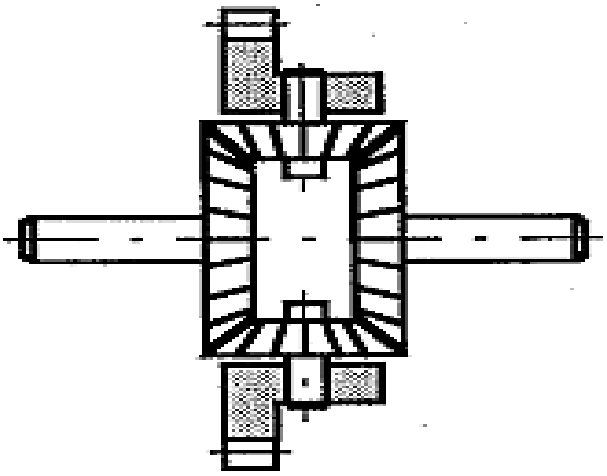
Şekil 1.1 İki vitesli Dişli Kutusu (Lechner and Naunheimer 1999).

19. Yüzyılın başlarında şanzımanların gelişimiyle ilgili birçok önemli buluş yapılmıştır. 1821 yılında Griffith kayar dişli grubunu kullanarak avare dişli sistemli iki vitesli şanzımanı icat etmiştir. Şekil 1.2'de görülen bu şanzıman 20. Yüzyılda ucuz bir çözüm olarak yaygın şekilde kullanılmıştır (Lechner and Naunheimer 1999).



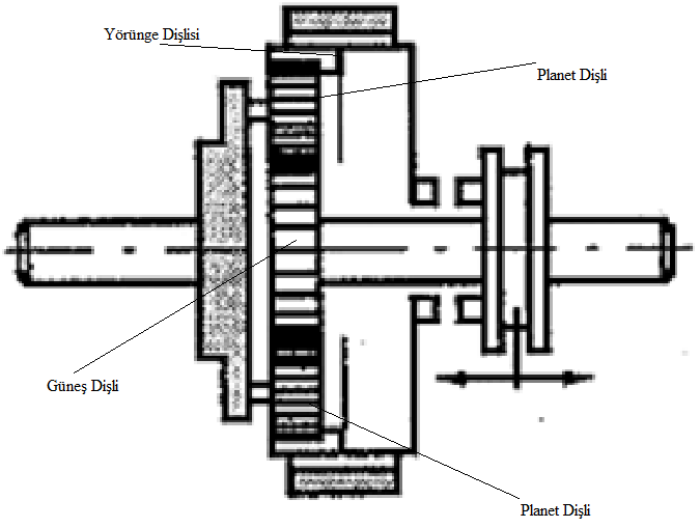
Şekil 1.2 Avare Dişli Sistemli Dişli Kutusu (Lechner and Naunheimer 1999).

1827 yılında Pecqueuer, dönüşlerdeki tekerlek hızlarını diferansiyel dişli grubunu kullanarak eşitlemeyi başarmıştır. Şekil 1.3'te diferansiyel modeli görülmektedir (Lechner and Naunheimer 1999).



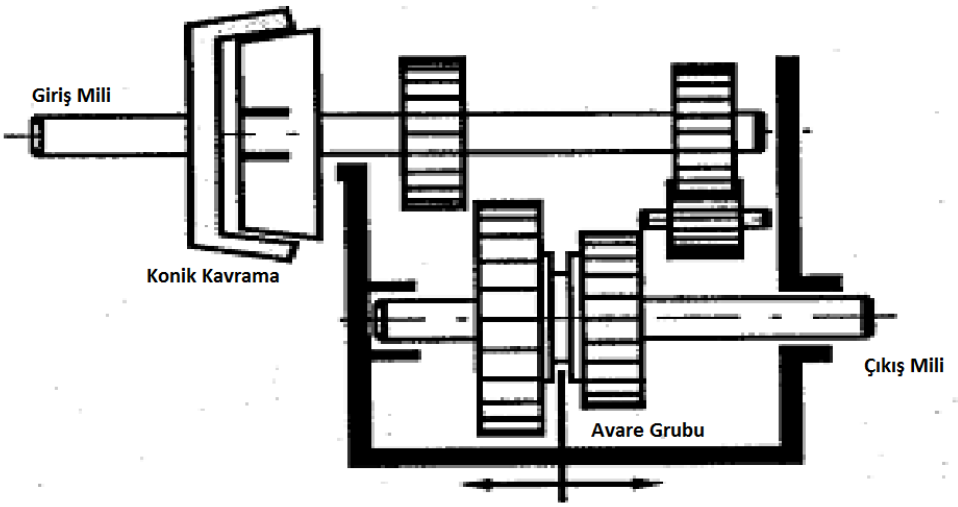
Şekil 1.3 Diferansiyel Dişli Grubu (Lechner and Naunheimer 1999).

1834 yılında Bodmer, kısmi güç değişimli planet şanzımanı dizayn etmiştir (Şekil 1.4). Bu tasarımda dişli oranı değişimi tırnaklı kavramanın kavraşması ve fren bandının sıkışması ile sağlanmaktadır (Lechner and Naunheimer, 1999).



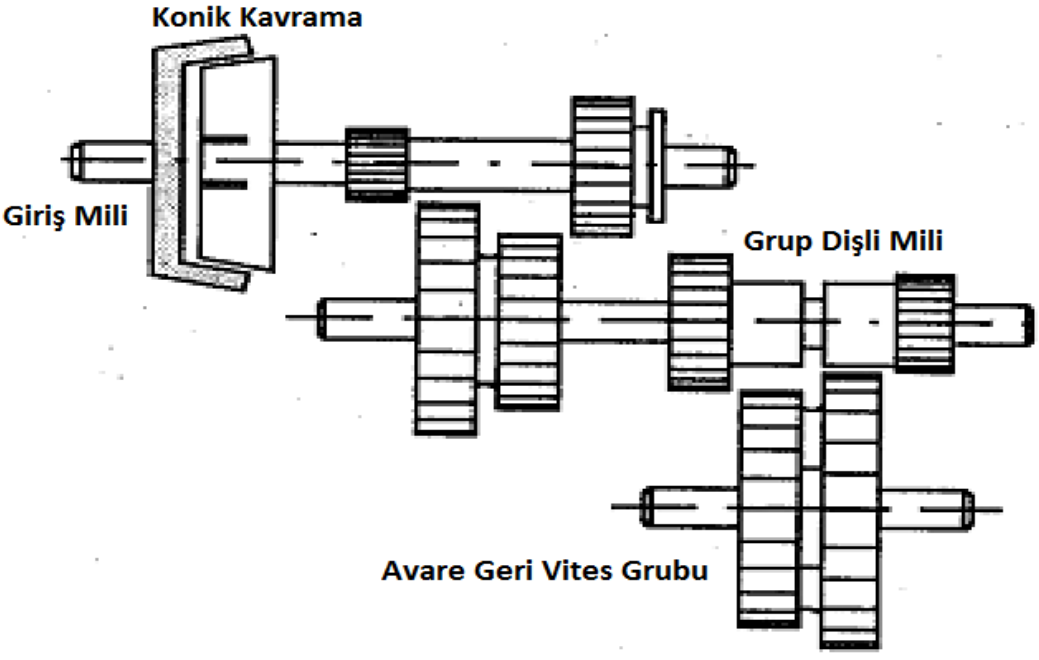
Şekil 1.4 Planet Şanzıman (Lechner and Naunheimer 1999).

1849 yılında iki vitesli kayışlı şanzıman Napier ve Anderson tarafından yapılmıştır. Şekil 1.5'te görülen mekanizmayı 1879 yılında Selden, konik kavramalı ve geri vitesi de olan iki vitesli bir şanzıman olarak pistonlu motorlar için tasarlayıp patentini almıştır. Yapılan her iki tasarımda da Griffith tarafından 1821 yılında ortaya koyulan kayar dişli modeli de kullanılmıştır (Lechner and Naunheimer 1999).



Şekil 1.5 İki Vitesli Kayışlı Şanzıman (Lechner and Naunheimer 1999).

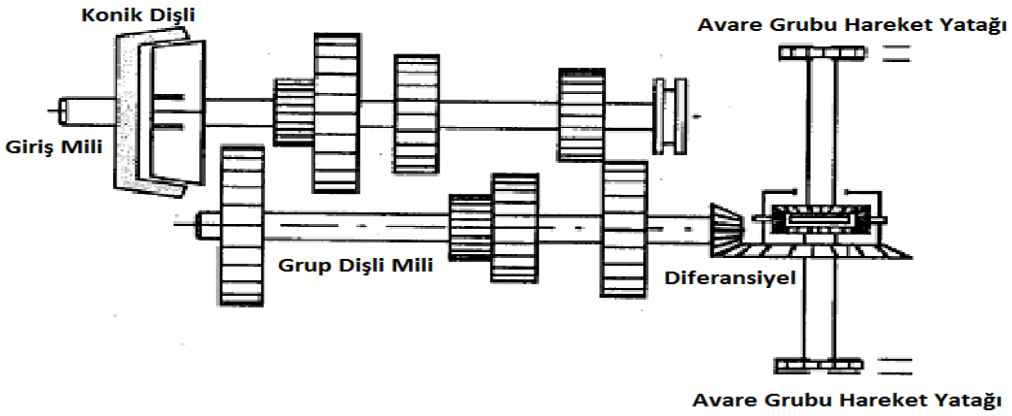
1889 yılında ise Griffith'in avare dişli modelini kullanarak Maybach ve Daimler dört vitesli ve konik kavramalı şanzımanı dizayn etmişlerdir (Şekil 1.6) (Lechner and Naunheimer 1999).



Şekil 1.6 Avare Dişli Modeli ile İlk 4 Vitesli Şanzıman (Lechner and Naunheimer 1999).

1890 yılında Benz tarafından, günümüzde dahi kullanılan, geleneksel grup dişli mili dizayn edilmiş ve Peugeot firması tarafından güç aktarmada kullanılmıştır. Şekil 1.7'de

görülen bu tasarımda Grup dişlisi milinde dört vites kademesi bulunmaktadır ve temel olarak yine Griffith'in avare dişli modeli alınmıştır (Lechner and Naunheimer 1999).



Şekil 1.7 Grup Dişlisi Mili Kullanılan Şanzıman (Lechner and Naunheimer 1999).

1915 yılında ZF Soden, dişlilerin tamamen sabit montajlı olduğu, vites değişiminin ön seçici geçişi ve senkromeçler yardımıyla yapıldığı dört vitesli bir şanzıman modelini ilk defa ortaya koymuştur. Bu sistemde vites değişiminin gerçekleşmesi için kavrama pedalına baskı uygulanarak kavrama kilitlenir, vites koluyla hareket ettirilen senkromeç diğer dişliye baskı yapacak pozisyona gelir ve pedal serbest bırakıldığında ise seçici seçilmiş vitese geçişi sağlanmış olur. 1920'li yıllara gelindiğinde, şanzıman alanındaki gelişmeler düz dişlileri helisel dişli yapmaya, konforu arttırmaya, motor devrini düşürmeye, çalışma sesini azaltmaya ve vites değiştirmeyi kolaylaştırmaya yoğunlaşmıştır (Lechner and Naunheimer 1999).

Reisler 1925 yılında yol araçları için tork konvertör ve planet dişli setiyle otomatik şanzımanı icat etmiştir. Cotal 1926 yılından 3 elektro manyetik kavrama ile vites değişimini otomatik olarak yapan 3 vitesli planet şanzıman sistemi tasarlamıştır. 1928 yılında Maybach eksenel yükleme ve helisel dişli kullanımıyla taşıt çalışma sesini ve dişli azdırma hatasını azaltmış motordan aktarılan devri ise büyük ölçüde geliştirmiştir. 1934 yılında ise ZF bütün ileri viteslerin konik senkromeç ile sağlandığı tamamen senkromeçli şanzımanı tasarlamıştır. 1939 yılına gelindiğinde, GM ilk kez planet dişli sistemiyle çalışan 4 vitesli geleneksel otomatik şanzımanların seri üretimine geçmiş ve 13 milyon adet üretmiştir. 1948 yılında GM polifazlı konvertör ve 2 kademeli Ravigneaux planet dişli setiyle dinamik akışlı transmisyon sistemini geliştirmiştir. 1950

– 1976 yılları arasında ise çeşitli firmalar ve araştırmacılar tarafından yakıt tüketimi, sürüş konforu ve taşıt performansını optimize etmek amacıyla 3, 4, 5, 6, 9, 12, 16 gibi değişik vites sayılarında otomatik, yarı otomatik ve manuel şanzımanlar tasarlanmıştır. 1985 yılında ise Porsche firması çift kavrama prensibine göre çalışan otomatik şanzıman modelini ortaya koymuştur. 90'lı yıllarda ise hibrit elektrikli ve elektrikli araçlar için alternatif güç aktarma şekilleri oluşturulmuştur (Lechner and Naunheimer 1999).

Tarihsel süreç göstermektedir ki, taşıt şanzımanlarında kullanılan temel elemanlar ve dizayn prensipleri 1780 - 1925 yılları arasında geliştirilmiştir. Bu süreçten sonra yapılan araştırmalar daha çok şanzımanın servis ömrünü uzatmak, performansını arttırmak, ağırlığını ve çıkardığı sesi azaltmak amacını gütmektedir (Lechner and Naunheimer 1999).

Taşıt şanzımanlarında geliştirme yapılırken ele alınan temel nokta motordan taşıta çekiş sağlayan gücün dönüşümünü mümkün olan en verimli şekle getirmek ve bunu yaparken taşıt hızından kayıp vermemektir. Bu da taşıtın vites sayısı, tırmanma performansı, ivmelenme ve yakıt tüketimi arasında iyi bir denge sağlanarak başarılabilir. Ayrıca teknolojik gelişmeler uygulama güvenilirliği, çevresel kaygılara uygunluk ve sosyal etkiler açısından da dikkate alınmalıdır (Lechner and Naunheimer 1999).

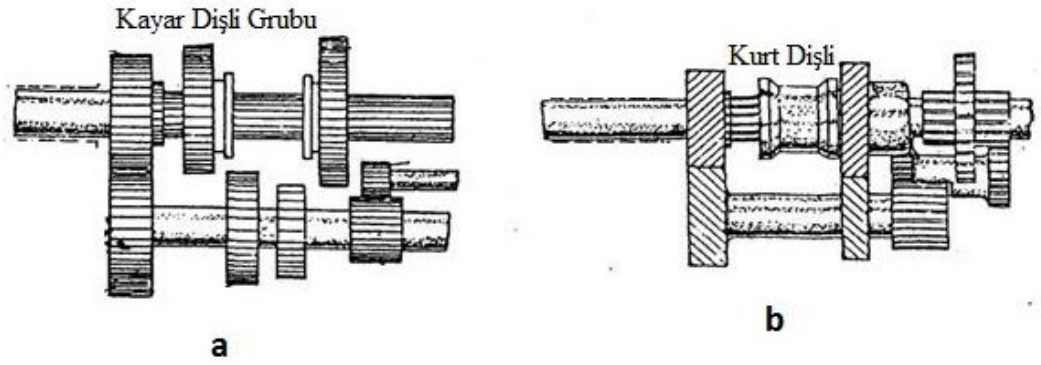
Otomotiv endüstrisinde son yıllarda sürüş konforunu ve yakıt verimini arttırmak üzerine çalışmalar artmıştır. Güç aktarma organı olarak şanzımanlar taşıt performansında ve yakıt ekonomisinde önemli bir rol oynamaktadır. Güncel olarak çeşitli tiplerde şanzımanlar ve ilgili teknolojiler bir araca yerleştirildiğinde farklı performans kaideleri önermektedir (Lechner and Naunheimer 1999). Manual şanzımanlar yaklaşık olarak %96,2 verime sahiptir ki, bu verim şanzımanlar için en yükseğidir. Güncel otomatik şanzımanların ise verimleri %86,3'ten daha yüksek değildir. CVT şanzımanların en büyük avantajının motor yönetiminde en verimli yakıt tüketim şekli olmasına rağmen kayışlı tip CVT şanzımanların verimi %84,2 mertebesindedir (Kluger and Long 1999). Otomatikleştirilmiş manuel şanzıman (AMT) manuel şanzımanla benzer bir verime sahiptir. Ayrıca geleneksel otomatik şanzımanla benzer operasyonel kolaylık sağlar. Otomatikleştirilmiş grup dişli mili için iki farklı uygulanabilir dizayn yöntemi mevcuttur. Birincisinde tek kavrama mevcuttur ve temel olarak bir manuel şanzıman

eklenen kontrol ünitesi kavrama ve vites geçiş sürecini otomatikleştirir. Bu dizaynda vites değişimi esnasında motordan kavramaya geçiş kesildiği için tork kesilmesi oluşur. Bu tork kesintisi beklenmedik şekilde yolcuların sarsıntı hissetmesine sebep olmaktadır. Bu durum taşıtın hızlanmasını devamlı olmamasından ve geleneksel otomatik şanzımanların karakteristik özelliklerine son derece aykırıdır. Motor ve şanzıman arasında çift kavrama kullanan diğer dizayn sistemi tek kavramalı versiyonun eksiklerinin üstesinde gelmektedir (Grobpietsch and Sudau 2000). İki kavrama alternatifli olarak farklı viteslerde devreye girer. Böylece güç aktarımı vites geçişi esnasında kullanılan kavrama kaçırma kontrolü sayesinde sürekli olur. Vites geçiş karakteristiğindeki kavramalar arası geçişin sonuçları genellikle geleneksel otomatik şanzımanlarda da görülmektedir.

Günümüzde otomotiv endüstrisinde ticari olarak çok farklı şanzıman çeşitleri kullanılmaktadır. Bunlar şu şekilde sıralanabilir:

A. Standart Şanzımanlar

1. Kayıcı Dişli Tip Vites Kutuları
2. Daimi İştirakli Vites Kutuları

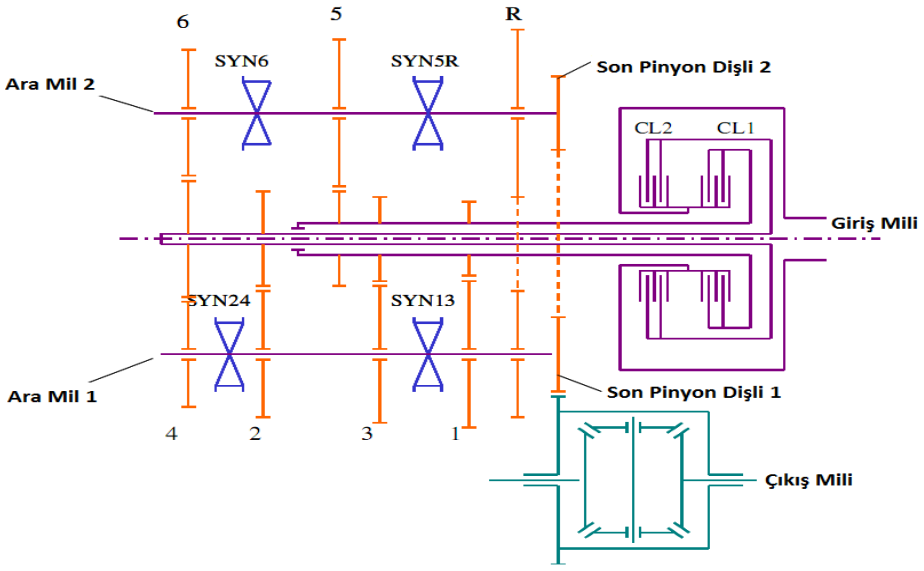


Şekil 1.8 Kayıcı Dişli Tipi (a) ve Daimi İştiraklı Vites kutuları (b) (Lechner and Naunheimer 1999).

3. Senkromeçli Vites kutuları

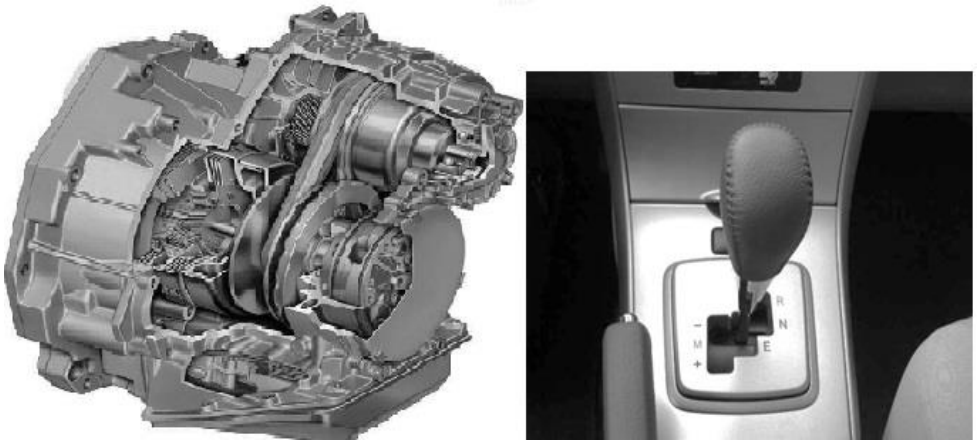
B. Yarı Otomatik Şanzımanlar

1. Çift Kavramalı Şanzıman - DCT



Şekil 1.9 DCT Tip Şanzıman Çubuk Model Diyagramı (Kulkarni *et al.* 2007).

2. CVT Sürekli Değişken Oranlı Şanzıman



Resim 1.1 CVT Şanzıman Kesit Görünüşü - Tiptronik Şanzıman Vites Kumandası.

C. Otomatik Şanzımanlar

1. CAT
2. Tiptronik
3. AMT

Otomotiv endüstrisinde genel olarak yeni güç aktarma sistemlerinin tahminleri ve değerlendirmeleri analitik modeller kullanılarak yapılmaktadır. Araştırmalarda büyük ölçekte geleneksel otomatik şanzımanlar, CVT şanzımanlar ve hibrit sistemler gibi taşıt şanzımanlarının modellenmesi ve kontrolü üzerinde durulmuştur (Powell *et al.* 1998, Megli *et al.* 1999, Yasuko *et al.* 1999, Butler *et al.* 1999, Zou *et al.* 2001, Tsai *et al.*

2001, Kim *et al.* 2003, Zhang *et al.* 2003, Goetz and Corolla 2004). Bu araştırmalarda taşıt güç aktarımının dinamik modellemesi ve şanzıman kontrolünün performansının simülasyonu için çok çeşitli formülasyon metotları ve program teknikleri kullanılmıştır. Genel olarak hareket denklemleri ilk olarak bileşenler için ayrı ayrı türetilir sonrasında bütün taşıt sistemine entegre edilir. Entegre edilmiş sistem modellerinin uygulaması ya jenerik olarak geliştirilmiş kodlarla yahut nesne yönelimli programlama ortamlarında yapılır. DCT şanzımanı teknolojik olgunluk açısından geleneksel otomatik vitesli taşıtlarla karşılaştırırsak DCT şanzımanın modellemesi, kontrolü ve dizaynı halen teknoloji olarak yeni bir alandır ve bu alan henüz gelişiminin ilk safhalarında bulunmaktadır.

Şanzımanların geliştirilmesinde araştırma konularından birisi de dişli oranı aralığı seçimi ya da toplam dişli oranı olarak belirlenebilir. Taşıt ve şanzıman fonksiyonel sistem olarak alınırsa vites sayısı, her bir vitesin dişli oranı ve bileşke vites oranı değerlendirilip, nasıl olacağına karar verilebilir. Tasarımcı belirlenmiş özelliklere göre taşıtın maksimum hızına, taşıta uygun ivmelenmeye ve taşıta gerekli tırmanma performansına işletme koşullarını dikkate alarak karar verir. Ayrıca tasarım konusunda sınırlandırma getiren bir diğer etmen de şanzımanın güç aktarımındaki verimi özellikle yakıt tüketimidir (Lechner and Naunheimer, 1999).

Taşıtlarda şanzıman kullanımı tarihsel süreçte 3 vitesli şanzıman ile başlamış ve 4 vitesli şanzıman kullanımı ile ticarileşmiştir. Kullanılan motor kapasitelerinin, motor çalışma devirlerinin, yakıt enjeksiyon ve yanma sistemlerinin yıllar içinde gelişmesi sonucunda şanzımanların da geliştirilmesi gerekmiştir. Ağır ticari taşıtlarda 10-24 yolcu otobüslerinde 6 – 12 gibi yüksek sayıda vitesler kullanılabilirken, binek otomobillerde genel olarak 4 ve 5 vitesli şanzıman kullanımı tercih edilmiştir. Son yıllarda ticari firmalar tarafından 6 – 7 ve 8 vitesli şanzımanların kullanılmaya başlanmıştır. 9 ve 10 vitesli şanzımanlar konsept araçlarda denenmekte ve teknolojik olarak Ar-Ge çalışmaları devam etmektedir. Bunun sebebi vites sayısı arttıkça motor gücünün daha verimli kullanılması ve yakıt tasarrufunun artmasıdır. Buna karşın vites sayısını arttımanın tasarımın karmaşıklaşması ve kullanımı zorlaştırması gibi dezavantajları da mevcuttur.

Bu çalışmada taşıtlarda güç aktarımı için kullanılan manuel şanzımanlar incelenmiştir. Metot olarak *Matlab/Simulink*® simülasyon ortamında içten yanmalı motorun, şanzımanın, tork konvertörün, kavramanın, taşıt dinamiğinin ve sürücü kontrol girişlerinin modellemesi kullanılmıştır. Başlangıç olarak basit bir güç aktarma sisteminde farklı dişli oranlarının taşıt dinamiği üzerinde etkisi incelenmiş, sonrasında ise aynı taşıt için dört vitesli ve beş vitesli şanzıman kullanımının etkileri araştırılmıştır. Ayrıca her iki şanzımanın vites kademelerindeki dişli oranlarının değişiminin taşıt dinamiği üzerindeki etkileri incelenmiştir.

2. LİTERATÜR

Şanzımanlarla ilgili yapılan çalışmalar dişli sayıları, motor performansı, yakıt tüketimi, tork artışı, güç artışı, verim artışı gibi konulara yoğunlaşmıştır.

Kulkarni vd. (2007) tarafından yapılan çalışmada otomatik DCT şanzımanlarda vites geçişi dinamik karakteristikleri üzerine çalışmak amaçlanmıştır. Matlab/Simulink yazılımı kullanılarak motor, şanzıman ve taşıt ortamı entegre edilmiş simülasyon modeli oluşturulmuştur. Temel yaklaşım olarak motor-güç aktarım sistem modelinin oluşturulması ve DCT şanzımanın kalkış, vites değişim olayı gibi davranışlarının simüle edilmesi olmuştur. Kavramanın uygulanma zamanlaması ve kavrama basıncı kontrol sinyalinin önemi model simülasyonu ile nicel olarak analiz edilmiş ve açıklanmıştır. Kavrama uygulanma zamanının etkisinin anlaşılması için üç farklı kavrama basıncı profili modellenmiştir. Bu üç farklı modelin çıkış torkları karşılaştırılmıştır. Kavrama basıncı profili modifiye edilerek daha düzgün kalkış ve vites geçişi sağlanabileceği ortaya koyulmuştur.

Son yıllarda dinamik sistem simülasyonları, daha az harcama ve daha az zamanda sonuç veren stratejiler olarak dizayn ve geliştirme basamaklarında çok önemli bir yer tutmaya başlamamıştır. Janarthanan vd. (2012) ağır paletli araçların boylamsal dinamiğinin geçici rejim analizini yapmak için bir simülasyon modeli geliştirmiştir. Bu simülasyonda motor, tork konvertör, şanzıman ve güç aktarımı ana elemanlardır. Simülasyon modeli oluşturulurken deneylerden elde edilen karakteristik motor torku haritası temel alınmıştır. Sabit dişli oranına sahip kısa vites geçiş süreleri öneren basit bir şanzıman modeli kullanılmıştır. Nihai olarak aktarma organı modeli zincir dişlisinin dönme dinamiğini içerir. Simülasyon modeli deneysel verilerle karşılaştırılarak doğrulanan datalar ile geliştirilmiştir. Geliştirilen model hem sert hem de yumuşak arazide ağır taşıtın oldukça düzgün hızlanma ve frenleme performansını sağlayabileceğini kanıtlayan sonuçlar ortaya koymuştur.

Kuo (2011) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, otomatik şanzımanda vites geçiş prosesi esnasında hidrolik basınç değişimi ve güç aktarımında ki değişimler tartışılmıştır. Araştırma kapsamında otomatik şanzımanın basitleştirilmiş dinamik modeli üretilmiştir. Bu modelden yola çıkılarak vites kutusu hareketlerinin ve vites geçişi öncesi ve sonrasındaki kuvvet durumlarının detaylı analizi ortaya koyulmuştur.

Vites geçiş kalitesini arttırmak amacıyla bağlantı elemanlarının farklı kavraşma zamanlamaları, otomatik şanzımanın hidrolik basınç kontrol metodu ile incelenmiştir. Yapılan çalışmalarda sonuç olarak; vites yükselme prosesi boyunca düşük vitesin kavraması boştayken yüksek vitesin kavraması kavraşmış pozisyondadır. Tork fazında eğer yüksek dişli kavramasına basınç artışı çok hızlı uygulanırsa düşük dişli kavraması ters tork üretir. Dolayısıyla güç ters yönde iletilir ve bu durum vites geçiş olayı için istenmeyen bir durumdur. Tam tersi şekilde eğer basınç artışı çok yavaş olursa yüksek vites kavramasından sürtünme torku eksilmesi oluşur ve düşük vites kavraması kavrama yüzeylerinde aşınmaya neden olan transfer sürtünmesi torku gerektirir. Vites yükselme prosesi boyunca hidrolik basınç ve tork fazı zamanlaması vites geçiş titreşim derecesi üzerinde etkiye sahiptir. Bu durum güç kaybına sebep olabilir. Atalet fazında basınç kontrolü, atalet fazı periyodu üzerinde ve vites geçiş titreşimi üzerinde etkiye sahiptir. Güç aktarma performansı proses parametreleri tarafından belirlenir. Beklenmedik sonuçların sebebi farklı kavrama sürtünmeleri motor devir sayısındaki değişim çıkış torku bağlantısı ve değerleridir. Çok iyi kontrol edilen kavrama basıncı vites geçiş kalitesinde oldukça gelişim sağlamaktadır. Özellikle tork kontrol fazında ve atalet fazının tork kontrol aşamasında basınç kontrolörünün nasıl olduğu güç aktarımı ve titreşime direkt olarak etki etmektedir

Yamamoto vd. (2001) Aisin firması için dört vitesli otomatik şanzımandan daha iyi performans sağlayan ve daha az yer kaplayan, vites kutusunda planet dişli kullanılan beş vitesli bir otomatik şanzıman geliştirmiştir

Scherer (2003) Alman ZF firmasına sunduğu altı vitesli otomatik şanzımanda beş vitesli otomatik şanzımanla karşılaştırıldığında toplam bileşen sayısını %29, toplam şanzıman uzunluğunu %6 azaltmış ve kontrol metodunun kalitesini ve cevap verme süresini iyileştirmiştir

Greiner vd. (2004) Mercedes Benz firması için yedi vitesli bir şanzıman üretmişlerdir. Üretilen şanzımanla şanzıman kontrolörünün cevap verme süresi kısaltılmış ve önceki bütün otomatik şanzımanlardan daha iyi bir ivmelenme performansı sağlanmıştır.

Kondo vd. (2007) Toyota firmasına sekiz vitesli bir otomatik şanzıman sunmuşlardır. Altı vitesli otomatik şanzımanla karşılaştırıldığında yakıt tüketiminde %6,5 tasarruf sağlanmıştır.

Zhao vd. (2014) Sürüş konforunu arttırmak ve kalkış performansını geliştirmek amacıyla beş vitesli kuru kavramalı bir DCT şanzımanın kullanıldığı araç ile motor ve kavrama arasındaki kontrolün koordinasyonunu araştırmıştır. Kullanılan DCT şanzıman ve prototip taşıt birbirinden bağımsız geliştirilmiştir. Dört serbestlik dereceli kalkış dinamiği eşitlikleri oluşturulmuştur. Öngörülü kontrol ve genetik algoritmanın sağladığı avantaj ile motor devrinin taşıt hızının hedef izleme eğrileri optimal olarak özelleştirmiştir. SMVS (sliding mode variable structure) kontrol stratejisi bu eğrileri düzeltmek için dizayn edilmiştir. Hızlı prototipleme deneyi ve testi sırasıyla DCT test düzeneğinde ve şasi dinamometresinde uygulanmıştır. Sonuçlar göstermiştir ki SMVS kontrol stratejisi sadece etkin bir şekilde sürücünün eğilimini şekillendirmemekte, aynı zamanda taşıt parametreleri için çok sağlam varyasyonlar sağlamaktadır. Buna ek olarak DCT prototip aracının şasi dinamometresi test sonuçları SMVS kalkış koordinasyon kontrol stratejisinin etkili ve uygulanabilir olduğunu göstermiştir.

Liu vd. (2014) yaptıkları çalışmada, DCT şanzıman için vites geçiş kontrol stratejisine ve bununla ilgili deneylere odaklanmıştır. Vites yükseltme ve düşürmede ki vites geçiş prosesi simülasyon modeli ile analiz edilmiştir. Vites geçiş prosesi esnasında her iki kavramanın tork fazı ve atalet fazı için kontrol stratejisi önerilmiştir. Gaz kelebeği kontrolörü için motor torku ve kavrama torku kontrolörleri hem tork fazı hem de atalet fazı için dizayn edilmiştir. Sistem modeli Matlab/Simulink simülasyon platformunda oluşturulmuştur. Simulayon sonuçları önerilen kontrol stratejisinin vites geçişindeki alınan cevap ve düzgün bir vites geçişi açısından tatmin edici olduğunu göstermiştir. Ek olarak, DCT şanzıman ile teçhiz ediliş prototip araç üzerinde yapılan deneyler sonucunda önerilen kontrol stratejisi ile sağlanan vites geçiş prosesi analiz edilmiştir. Test sonuçları büyük ölçüde simülasyon sonuçları ile örtüşmektedir ve vites geçiş kontrol stratejisi simülasyon ve test sonuçları karşılaştırılarak doğrulanmıştır.

DCT şanzımanların vites geçiş kontrolü simülasyonu için en çok üzerinde durulan iki önerme:

1. Güç aktarma modelinin minimum serbestlik derecesindeki uygulama modeli
2. Motor torku tanımlamak için ortalama motor torku modeli

Bu tür varsayımlar hem güç aktarımındaki cevabı hem de hafif sönümlü güç aktarım kontrolünü etkileyecektir. Walker ve Zhang (2013) yaptıkları çalışmada değişik güç aktarma ve motor modelli uygulamalarının vites geçiş kontrolü üzerine bir nümerik çalışma yoluyla karşılaştırmalı olarak test etmiştir. DCT şanzımanlı bir taşıtta motor torkunun harmonik etkisini, model serbestlik derecesini ve çift kütleli volanın geçiş cevabı üzerinde etkisini incelemek için iki güç aktarma modeli sunulmuştur. Dört ve on beş serbestlik dereceli iki model serbest titreşim analizi ve vites geçiş simülasyonu kullanılarak karşılaştırılmıştır. Daha sonra modellerin güç aktarma üzerindeki etkisi çift kütleli volan ve volansız model için ayrı ayrı incelenmiştir.

Walker ve Zhang (2012a) DCT şanzımanlı güç aktarma sisteminde senkromeç mekanizmasının kavraşmasındaki geçici tepki, güç aktarma sisteminin parçalı atalet modeli ile incelemiştir. Oluşturulan DCT modeli detaylı senkromeç mekanizmasının modeli ve ortalama tork modeli ile harmonik tork modelini tork üretimi olarak kullanan iki ayrı motor modelinden oluşmaktadır. Simülasyonlar senkromeç mekanizmasının kavraşma prosesinde daha önce dikkatlice incelenmemiş olan çalışma çevresini geliştirmek için kullanılmıştır. Simülasyonların uygulanması hem ortalama tork modeli ile senkromeç mekanizmasının yüksek derecede non-lineer kavraşma doğasını ortaya koymak hem de güç aktarmadaki kavraşma sürecinin cevabını incelemek için kullanılmıştır. Harmonik motor torku girişi neticesindeki kavraşma süreci ve senkromeç manşonundaki titreşim artış sonuçları ek olarak sunulmuştur. Titreşimlerin etkisi özellikle yiv temas yüzeylerindeki aşınma indisi artışı açısından önemlidir.

Walker ve Zhang (2012b) yaptıkları çalışmada DCT şanzımanlarda senkromeç kavraşmasını incelemiş ve tahrik işleminin tekrar edilebilirliğinin limitlerini tanımlanmıştır. Çalışma sonunda senkromeç kontrol sistemi için kullanışlı bir çözüm yöntemi ortaya konulmuştur. Prensip olarak çok ıslak kavrama sürtünmesi ve senkromeç dizaynı kullanılması manşonun yiv indisi, hedef vitesin kavraşma mekanizmasının gecikmesi ve potansiyel manşon blokesi gibi koşullarda zarara neden olmaktadır. Kapalı devre kontrol metodu yoluyla kavraşmanın bloke olması önlenmeye çalışılmıştır. Karşılaştırma yapmak adına bütün yiv düzeni koşullarının ortadan

kaldırılması için özgün bir kavraşma düzeneği oluşturulup düzenlenmiştir. Sonuçlar her iki tekniğinde bazı limitleri olduğunu ortaya koymuştur.

Yulong vd. (2011) tarafından yapılan araştırma DCT otomatik şanzımanın hidrolik sistemi üzerinedir. DCT şanzımanın her parçasının yapısal boyutları teorik ve pratik algoritmaya göre hesaplanabilmektedir. Çalışma kapsamında DCT şanzımanın hidrolik sisteminin dinamik simülasyon modeli oluşturulmuştur. Sonrasında ise sistemin dinamik karakteristikleri simule edilmiştir. Simülasyon ve test sonuçlarının analizi göstermiştir ki simülasyon modeli test sonuçlarıyla birlikte kullanılabilir. Simülasyon sonuçlarının analizi DCT şanzımanın hidrolik sistem basıncı ve akış gibi farklı yapısal parametreleri içerir. Sonuç olarak; DCT otomatik şanzıman hidrolik sistemi dinamik olarak oluşturulmuştur. Hidrolik basınç sisteminin yağlama sistemi ve çakışan kısmı simule ve analiz edilmiştir. Hidrolik basınç ile ilgili parametreler analiz hesaplamaları ve deneysel datalara göre optimize edilmiştir.

Son yıllarda motor ve tekerlekler arasındaki efektif dişli oranını taşıt çekişinde kesilme olmadan verimli mekanik yolla değiştirme kapasitesinden dolayı DCT şanzımanlar otomotiv endüstrisinde yaygınlaşmıştır. DCT şanzımanın dinamik performansı ve sürücü memnuniyeti büyük ölçüde senkromeç ve kavramaları yönlendiren referans sinyallerin kontrol sistemine bağlıdır. Dikkate alınması gereken bir diğer husus ise DCT sisteminin detaylı mekanik modelinde senkromeç sistemindeki kontrol algoritmasının ayarlanmasının gerekliliğidir. Galvagno vd. (2011) yaptıkları çalışmada DCT şanzımanın güç aktarma kinematiğini ve dinamiğini mümkün olan bütün güç akış yolları ile olan ilişkisini dikkate alarak incelemiştir. 1'den 3'e kadar farklı serbestlik derecelerindeki sistem modellerinin detaylı analizleri ortaya koyulmuştur. Sonuç olarak, bazı simülasyon sonuçları sunularak farklı senkromeç modellerinin şanzıman ve taşıt dinamiği üzerindeki etkileri karşılaştırılmıştır.

DCT şanzımanlarda mümkün olan en iyi vites geçiş cevabını elde etmek için genel olarak entegre edilmiş kavrama ve motor kontrolü kullanılmıştır. Bu kontrol yöntemi ile kavrama, motor ve tekerlekler arasında dişlilerin redüksiyonu sayesinde hız uyumunu sağlarken kötü motor kontrolü kavraşma süresinin uzamasına ve vites geçişinin sert/zor olmasına sebep olabilmektedir. Walker vd. (2011) yaptıkları çalışma ile taşıtlarda DCT şanzıman ile güç aktarımında motor ve kavramanın her ikisi içinde hız ve torku birlikte

kontrol eden bir metot önermektedir. Taşıt güç aktarma sistemi dört serbestlik derecesinde redüksiyon dişlilerini ve iki kavramayı içerecek şekilde modellenmiştir. Model direkt etkili selenoidleri ve sıkıştırılabilir akışa göre modellenmiş kavrama pistonun hidrolik akışına uygun detaylı bir hidrolik kavrama modelini içermektedir. Güç aktarma kontrolü kavrama selenoidini ve motor gaz kelebeği girdisinin kontrolü üzerine tanımlanmıştır. Kavrama performansının hassasiyet çalışması hatalı tork oluşumlarını gösteren hidrolik sistemdeki farklı cevaplarını içermektedir. Hassasiyet çalışmasında vites geçişi ve sonrasında güç aktarma organlarındaki titreşimlerin artışının olumsuz etkilerini sonuçlarını gösteren bir simülasyon kullanılmıştır. Simülasyonlar motor ve kavrama kontrol metodunun kapasitesini kanıtlamasına ilave olarak DCT şanzımanlarda vites geçiş süreksizliğini de azaltmıştır. Elde edilen sonuçlar göstermiştir ki, hem kavrama hem de motor için oluşturulan hedef kavrama torkunu kullanan tork temelli kontrol tekniğinin benimsenmesi güç aktarma cevabında önemli bir gelişme sağlamaktadır.

Liu vd. (2011) tarafından yapılan çalışmada DCT şanzımanlar için kavrama torku formülasyon ve kalibrasyonu üzerinde durulmuştur. Teorik kavrama torku korelasyonu ve kontrol parametreleri, sabit sürtünme gücü ve kavrama aktüvatötünün kinematiği üzerine bina edilmiştir. Taşıtın kalkışında ve vites değişim prosesi esnasındaki kavrama torku güç aktarma organlarını dinamiğine dayanan bir algoritma ile hesaplanmıştır. Bu algoritma tekerlek hız sensöründe giriş datası olarak kullanılmaktadır. Ayrıca algoritma her iki kavramada kaçırma yaparken kavrama torkunu belirleme konusunda başarılı olmuştur. Bu da oluşturulan algoritmanın gerçek uygulama esnasında kavrama torku ve kavrama aktüvatörü arasındaki kontrol değişkenlerini belirleyen korelasyonu sağladığını göstermektedir. Önerilen algoritmanın hassasiyeti ise prototip üzerinde yapılan tork ölçümü ile doğrulanmıştır. Algoritmanın denendiği simülasyonlar Matlab/Simulink ortamında yapılmıştır.

Delkhosh ve Foumani (2013) yaptıkları çalışma ile düzeltilmiş oran mekanizmasına müştereken full-Toroidal CVT şanzımanların optimizasyonunu hedef almıştır. Optimizasyondaki temel amaç yeni Avrupa sürüş döngüsü (NEDC) çerçevesinde taşıtın yakıt tüketimini minimize etmektir. Güç aktarma sisteminin dinamik analizi yapılmıştır. Bu analizden sonra CVT elemanları ve analiz sonucunda hesaplanan verim arasındaki

bağı simule eden bir bilgisayar modeli geliştirilmiştir. Sonrasında taşıtın yakıt tüketimini hesaplayan bir algoritma sunulmuştur. Yakıt tüketimini minimize etmek amacıyla CVT geometrisi ve CVT şanzıman ile son oran değişimi arasına yerleştirilen düzeltilmiş oran mekanizması, parçacık sürüsü optimizasyon yöntemi kullanılarak optimize edilmiştir. Optimize edilmiş CVT şanzımandan elde edilen sonuçlar göstermiştir ki, beş vitesli manuel şanzıman ve geleneksel CVT şanzıman ile karşılaştırdığımızda yakıt tüketimi sırasıyla %11 ve %8 azalmıştır. Son olarak çalışma kapsamında, kasnak açısının ve yağ sıcaklığının yakıt tüketimi üzerine etkileri incelenmiştir. CVT şanzıman veriminin negatif kasnak açısında sıcaklık arttıkça arttığı, pozitif kasnak açısında sıcaklık arttıkça azaldığı ve kasnak açısı sıfır olduğunda sıcaklık arttıkça sabit kaldığı gözlenmiştir.

Zheng vd. (2011) yaptıkları çalışmada sıkıştırma aktüatörü, döndüren kasnağı, kayışı, döndürülen kasnağı ve ön yüklemeli çıkış şaftı yayını içeren bir kayışlı tip CVT şanzımanı incelemiştir. CVT mekanizmasının tamamının simülasyonu MATLAB/Simulink ortamında CVT şanzımanın statik performansını analiz etmek için oluşturulmuştur. Bu simülasyonun sonuçlarından yola çıkılarak CVT şanzımanın verimini geliştirecek yöntemler tartışılmıştır. CVT şanzıman ve güç kaynağı arasındaki uyumu etkileyen tork kapasite faktörü katsayısı önerilmiştir, bu uyum etkisini arttıran metotlar geliştirilmiştir.

Srivastava ve Haque (2009) yaptıkları çalışmada zincirli tip CVT şanzımanların sürtünme kaynaklı non-lineer dinamiklerinin analizi için bir model geliştirmiştir. Oluşturulan model toplam dinamik performansta azalmaya sebep olan ve sistemdeki sürekli titreşimlere neden olan olası mekanizmaların belirlenmesi için de kullanılmıştır. Zincirli CVT şanzımanın detaylı düzlemsel çok gövdeli (multibody) modeline farklı yükleme koşullarını karakterize edecek şekilde iki farklı matematiksel sürtünme modeli gömülmüştür. Bu model kullanılarak sistemdeki çeşitli sürtünme kaynakları belirlenmiştir. Modelin geliştirilmesinde MATLAB/VisualC++ platformu kullanılmıştır.

Gao vd. (2011) tarafından yapılan çalışmada kademeli vites oranına sahip taşıtlarda şaft torku izleyicisi önerilmiştir. Modelin belirsizlikleri durağan durum hatası ve modellenmemiş dinamikler dâhil olmak üzere izleyiciye negatif girdi olarak kabul edilir. İzleyici her vites pozisyonu için bu hata dinamikleri ve giriş durumlarında stabil

olacak şekilde tasarlanmıştır. Dizayn edilen izleyicinin mümkün olan en düşük kazancı bir LMIs dizisinin çözülmesiyle elde edilir. Sonuç olarak ise önerilen izleyici AMSim simülasyon programında bir kamyonun güç aktarma modeli üzerinde simule edilmiştir. Simülasyon sonuçları göstermektedir ki, tasarlanan izleyici gerçek araçlarda uygulanabilir durumdadır.

Shojaeefard vd. (2013) yaptıkları çalışmada vites oranı ve taşıt boyutlarını optimum transmisyonu sağlayacak şekilde optimize eden bir yaklaşım sunmuşlardır. Helis dişlilerin optimum diş sayısı ve dişli oranlarını bulmak için klasik Lagrangian Çarpan metodu kullanılmıştır. Bu yeni metot dört çeker taşıtın taşıt dinamiği üzerinden dişli oranını hesaplayıp optimize etmektedir. Dolayısıyla dört çeker bir taşıtın taşıt dinamiği eşitlikleri ön veya arka tekerleklerin kayma noktalarının tahmin edilmesinde rol oynar. Ek olarak, genetik algoritma kullanılarak, ortaya koyulan çözümler modifiye edilmiştir. Böylece, elde edilen çözümlerin uygulanabilirliği artmıştır. Sonuç olarak örnek bir ticari aracın ölçüleri ve vites kutusu optimize edilmiştir. Ayrıca optimum taşıt ölçüleri için tekerleklerin kayma açısı ve motor torku analiz edilmiştir. Sağlanan optimizasyon ile dişli oranı hatalarının sıfıra yaklaştığı görülmüştür. Optimizasyonun neticesinde kayma açısı ve motor torkunda uygun performansın sağlanmasına katkı sağlanmıştır.

Kavramanın pozisyon kontrolü AMT (Automated Maunel Transmission) şanzımanlar için önemli bir noktadır. Horn vd. (2003) tarafından yapılan çalışmada elektro-hidrolik kavrama pozisyonu kontrol sistemi üzerine çalışılmıştır. Standart bir şanzıman düzeneğine yassılık yaklaşımı temel alınarak lineer geri besleme kontrolü ile kombine çalışan ileri beslemeli non-lineer kontrol sistemi dizayn edilmiştir. Ayrıca deney sonuçları yeni kontrol sisteminin hatasız bir kavrama pozisyon kontrolü sağladığını kanıtlamıştır.

Fredrikson ve Egardt (2000) yaptıkları çalışmada, manuel şanzımanlarda senkromeç mekanizması olmaksızın otomatik vites geçiş prosesini bir problem olarak ele almıştır. Vites geçişi için model tabanlı bir kontrol sistemi geliştirilmiştir. Kontrolör geri adım metodu kullanılarak dizayn edilmiştir. Kontrol mekanizması şanzıman torkunun yanı sıra motor devrini de kontrol etmektedir. Simülasyon sonuçları vites geçişleri için önerilen kontrol yönteminin uygulanabilir olduğunu göstermiştir.

Dünya genelinde petrol fiyatlarının yükselmesi ve petrol kaynaklarının kısıtlı olması otomotiv endüstrisi için bir sorun teşkil etmektedir. Bu nedenle, araştırmacılar taşıt uygulamaları, alternatif konseptler ve alternatif yakıtlar üzerine çalışmaktadır. Taşıtlar için alternatif çalışma alanlarından biri de Hibrit Elektrikli Taşıtlardır (HET). Son yıllarda gelişen HET teknolojisi bu teknolojinin kullanıldığı araçlara uygun şanzımanların geliştirilmesini gerektirmektedir. 2000'li yılların başlarından itibaren bu alanda çeşitli çalışmalar yapılmıştır.

Baraszu vd. (2002) AMT şanzımanlı paralel hibrit elektrik taşıtlarında şanzımandaki geçiş prosesinden kaynaklanan güç kesinti süresini düşürmek için aracı doğrudan süren bir motor kullanmışlardı.

Jo vd. (2000) Elektrik motoru ve içten yanmalı motor için bir kontrol stratejisi önermişlerdir. Böylece, senkromeç ile senkronizasyon zamanı arasındaki senkron hızı farkı düşürülmüştür.

Liao vd. (2005) HET için vites geçiş prosesini çalışmıştır. Elektrik motoru kavramanın arkasında konumlandırılmıştır. İçten yanmalı motor ve elektrik motorunun tork ve hızını kontrol ederek senkromecin ve senkronizasyon süresinin senkron torkunu düşüren bir kontrol stratejisi geliştirilmiştir.

Peterson ve Nielsen (2000) Motor torkunun kontrolü için vites geçişlerini otomatik olarak gerçekleştiren kavramasız bir vites geçiş metodu önermişlerdir. The Eaton şirketi kavramasız vites geçişi için bir oto geçişli şanzıman tasarlamıştır. Bu tasarımda girdap akımlı fren cihazı ile donatılmış olan şanzıman ve motor, motor hızının düzenlenmesini sağlamaktadır. Tasarlanan sistemde, dönen ve döndürülen parçaların geçiş proseslerinin senkronizasyonu sağlanabilmektedir.

Ngo vd. (2012) yaptıkları çalışmada AMT şanzımanlı HET'lerin potansiyel yakıt tasarrufunu incelemek amacıyla bir enerji yönetim stratejisi (EYS) metodu tasarlamıştır. Kontrol Algoritması ve buna ek olarak motor ve elektrik motoru arasındaki sürekli kuvvet dağılımı (contunius power split) dinamik programlama (DP) kombinasyonu ve Pantryag'ın minimum prensibine (PMP) göre geliştirilmiştir. Önerilen EYS ile hassasiyet kaybı olmaksızın hesaplama hızı, yalnızca DP kombinasyonu kullanılarak yapılan EYS ye göre 171 kat daha hızlı olmuştur. Simülasyon sonuçları göstermiştir ki,

NEDC (New Europan Drive Cycle) üzerinde orta ölçekli bir HET için daha fazla vites geçişi optimizasyonu ile ekstra %20.3 yakıt tasarrufu sağlanabilmektedir. Buna ek olarak, bu durum için start- stop fonksiyonu da kullanılabilmektedir. Bu da göstermektedir ki, PMP den takip edilen 2 nokta sınır değeri problemi ile optimalite kaybı olmaksızın yeterli doğrulukta çözüme ulaşılamaz. Langrange çarpan için bulunan sabit değer, sonlanma anında, bataryanın enerji durumunun yeterli olmasını her zaman garanti etmemektedir. Bundan dolayı alternatif bir yaklaşıla enerji durumu geri besleme kontrolünün Langrange çarpana adapte edilmesi benimsenmiştir. Gözlenen sonuçlar DP den elde dilen global optimum sonuçlara çok yakındır. Start-stop fonksiyonu içeren simülasyon sonuçları göstermektedir ki, standart vites değişim stratejine göre bağıl yakıt tasarrufu %26.8'e yükselmiştir.

Cipek vd. (2013) yaptıkları çalışmada HET için iki modlu güç paylaşım modelini simule etmişlerdir. HET'in dinamik analizi ve kontrol sistemi tasarımı amaçlanmıştır. HET şanzımanın mekanik parçalarının dinamik tepkileri bağ grafiği metodolojisi ile modellenmiştir. Elektrik jeneratörlü hız kontrol devresi dizayn edilmiştir. Bu devre, simetrik optimum ayarlama prosedürüne göre ayar yapan PI kontrolör içermektedir. Önerilen matematiksel model ve optimizasyon prosedürü optimum enerji yönetimi ve yüksek seviye geri beslemeli kontrol stratejisine temel oluşturmaktadır. Yapılan optimizasyon ile maksimum verim bölgesine ve minimum yakıt tüketimine yaklaşılmıştır.

HET'lerin kontrol stratejilerinin algoritmaları enerji yönetimine yönelik hazırlanmaktadır. Her örnekleme zamanında güç aktarma olayının bir kriteri, genellikle yakıt tüketimi minimize edilir. Kermani vd. (2012) minimum prensibine göre bir algoritma optimizasyonunu simule etmişleridir. Yapılan çalışmada üç kademeli kontrolör kullanılmıştır. Güç aktarım kontrolünde transmisyonun her anı için kontrol değerleri sürüş koşullarına göre hesaplanmaktadır. Çalışmada yakıt tüketiminin minimize edilmesi ile pil şarj durumu kontrolünün karşılaştırması amaçlanmıştır. Önerilen yaklaşım şarj durumu hatalarının sınırlı tutularak yakıt tüketiminin yeterli düzeyde olmasına izin verilmesidir. Yazarlar çalışmada bazı matematik modellerin şarj durumu kontrolü ve yakıt tüketimi arasında bir kontrolör ayarı bulunabileceğini ön görmüşlerdir.

He vd. (2012) yaptıkları çalışmada, "Plug-in Hybrid" (PHET) taşıtlarda kullanılan geleneksel AMT şanzımanların vites geçiş kontrolü, elektrik motorunun hızlanmadaki rolü, hibrit elektrik AMT güç aktarımının dinamik tasarımı üzerine çalışmışlardır. Ayrıca kavramasız bir AMT şanzıman için vites geçişlerinin içten yanmalı motor ve elektrik motoru arasında koordineli olarak hangi hız ve torkta olacağını düzenleyen bir kontrol stratejisi önermişlerdir. Geçiş sarsıntısı, güç kesilmesi ve restorasyon süresi düşürülmüştür. Simülasyon ve gerçek araç testi göstermiştir ki, önerilen kontrol stratejisi AMT şanzımanlı PHET'lar için daha verimli geçiş kalitesi geliştirebilmektedir. Sonuç olarak vites yükseltmelerinde ki tork kesilme süresi 0,2 s'ye kadar geliştirilmiştir. Ayrıca kavrama olmaksızın vites geçişlerinin AMT şanzıman için PHET'larda uygulanabilir olduğu görülmüştür.

HET'ler içten yanmalı motor ve elektrik motoru arasında güç bölümü ile kavramanın açılıp kapanmasını kontrol etmek için bir algoritmaya ihtiyaç duymaktadır. Optimum kontrol teorisi olarak, gerçek zamanlı optimum kontrol metodolojisine dayanan güç bölümü algoritması türetilmiştir. Keulen vd. (2012) tarafından yapılan çalışmada bu algoritmanın ağır taşıtlarda uygulanabilir olduğunu ortaya koymuştur. Bu amaçla standart elektronik kontrol ünitesini paralel hibrit elektrik kamyonda teçhiz etmişlerdir. Uygulanan strateji deneysel olarak şasi dinamometresi ile doğrulanmıştır. Yakıt tüketimi 12 farklı yörünge, güzergah, yol için ölçülüp hibrit olmayan strateji ile karşılaştırılmıştır. Optimum kontrol stratejisinde deneyimsel stratejiye oranla %3'e kadar daha düşük yakıt tüketimi sağlanmıştır. Hibrit olmayan strateji ile karşılaştırıldığında bu oran %7 – 16 mertebelerine kadar çıkmaktadır.

Go-kart gibi hafif elektrikli araçlarda normalde şanzıman kullanılmamaktadır. Camcı (2013) yüksek lisans tez çalışmasında elektrikli araçlarda CVT şanzıman kullanarak performans ve menzil iyileştirmesi sağlamıştır. Yapılan çalışmada matematik model oluşturulup, pratik uygulama yapılmıştır. Sabit dişli oranı, değişken dişli oranı ve sürekli değişken dişli oranları için yapılan deneylerde şanzıman kullanımıyla elektrikli araç performansının arttığı görülmüştür.

Literatürde yapılan çalışmalar göstermektedir ki, geleneksel taşıtlarda, HET'lerde ve Elektrikli taşıtlarda şanzıman kullanımı ve iyileştirilmesi üzerine birçok araştırma yapılmıştır. Bu çalışmalar son yıllarda otomatik şanzımanların kontrol yöntemlerinin

optimize edilerek transmisyon verimini arttırmak ve özellikle HET'ler için şanzımanın topolojisinin optimizasyonu üzerine yoğunlaşmıştır. Dişli oranı ve dişli sayısı ile ilgili bazı çalışmalar yapılmış olsa da bu alanda yeterince çalışma yapılmadığı görülmektedir. Bu tez çalışmasında literatürdeki bu açığa yönelik olarak dişli oranı değişimi ve şanzımandaki dişli sayısı değişiminin etkileri incelenmiştir.

3. MATERYAL VE METOT

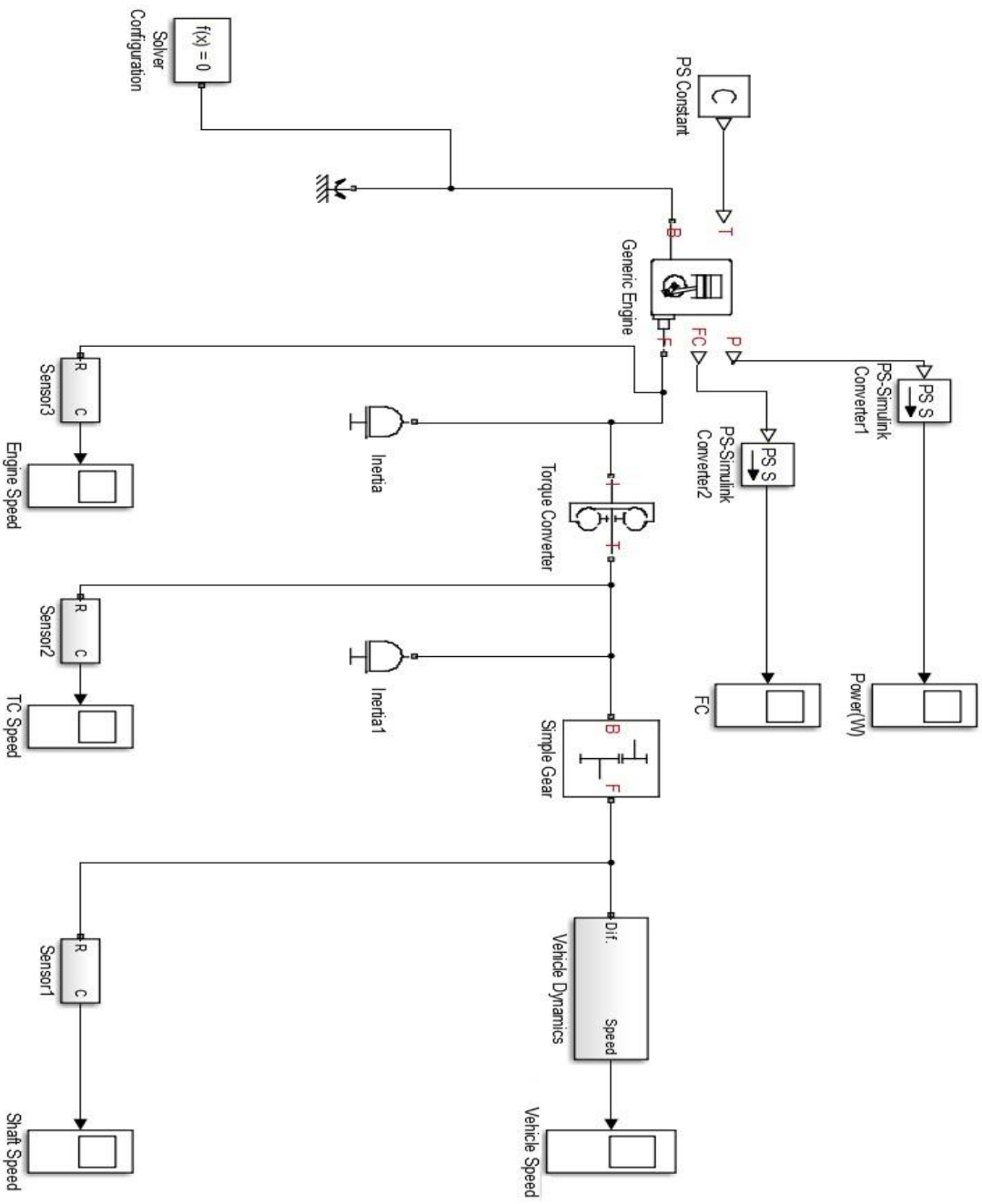
Otomotiv endüstrisinde yeni teknolojilerin geliştirilmesi ve taşıtlarda yakıt tüketimini azaltıcı, sürüş konforunu arttırıcı araştırmalar son zamanlarda oldukça hız kazanmıştır. Düşünülen her yenilik ve gelişimin doğrulanmadan denenmesi otomotiv sektörü için yüksek bir maliyete sebep olmaktadır. Ayrıca böyle bir yaklaşım üretici firmalar ve araştırmacılar için büyük bir zaman kaybına yol açmaktadır. Bu sebeplerden dolayı taşıt üzerinde yapılacak geliştirmeler öncelikle çeşitli simülasyon programlarında geliştirilmektedir. Simülasyon sonuçları bir sonraki aşamada gerçek zamanlı çalışmalarla desteklenirse prototip üretimine geçilmektedir.

Taşıt dinamiğini ilgilendiren en önemli güç aktarma organlarında biri de şanzımandır. Araştırmacılar yakıt tüketimini azaltmak, sürüş konforunu arttırmak ve taşıtın performansını arttırmak gibi amaçlarla şanzımanların geliştirilmesine çalışmaktadır. Yapılan çalışmalarda simülasyon ortamı olarak MSC ADAMS, AMSim gibi birçok farklı program kullanılmıştır. Bu programların başında Matlab/Simulink gelmektedir (Kulkarni *et al.* 2007, Srivastava and Haque 2009, Zheng *et al.* 2011, Liu *et al.* 2011)

Bu çalışmada dişli oranlarının ve vites sayılarının taşıta olan etkilerini incelemek amacıyla Matlab/Simulink ortamında simülasyonlar hazırlanmıştır. Oluşturulan simülasyon modelleri gerçek taşıtlar göz önüne alınarak tasarlanmıştır. Simülasyon sonuçları ileriye dönük çalışmalarda gerçek zamanlı uygulamalar ile test edilerek uygulanabilecektir. Ancak hızlı sonuç alınması ve maliyeti düşük olması gibi nedenlerden dolayı ilk aşamada simülasyon çalışması yapılmıştır.

3.1 Temel Güç Aktarma Sistemi Modeli

Temel olarak güç aktarma sisteminde dişli oranı değişiminin etkilerinin incelenmesi amacıyla Şekil 3.1'de blok diyagramı verilen model hazırlanmıştır. Hazırlanan modelde kullanılan motor, tork konvertör ve taşıt dinamiği (Vehicle Dynamics) alt sistemi gerçek taşıtlarda kullanılan modellerdir. Güç aktarma sisteminde dişli oranı etkisinin anlaşılması amacıyla tek kademeli bir dişli sistemi kullanılarak dişli oranlarının değişimi incelenmiştir. Güç, şekilden görüldüğü gibi motorun krank çıkışından tork konvertöre, tork konvertörden dişli sistemine oradan da diferansiyele ve tekerleklere iletilmektedir.

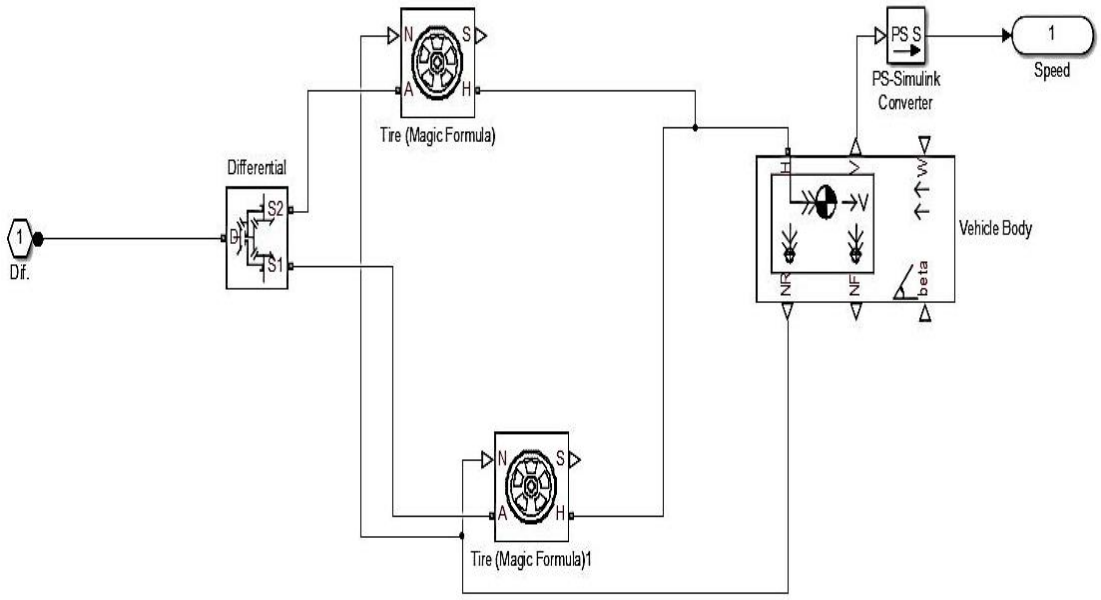


Şekil 3.1 Temel Güç Aktarma Sistemi Modeli.

Model Matlab/Simulink simülasyon ortamında "simdriveline" menüsü kullanılarak yapılmıştır. Model bir içten yanmalı motor, tork konvertörü, tek kademeli bir dişli sistemi ve geleneksel taşıt dinamiği sisteminden meydana gelmektedir. Modelde kullanılan içten yanmalı motor sıkıştırma ile ateşlemeli olup, simülasyonun daha uzun sürmesi ve sonuçların daha iyi tahlil edilebilmesi amacıyla maksimum gücü 140 HP

maksimum güçteki motor devri 8000 rpm ve motorun ulaşabileceği maksimum hız 10000 rpm olarak belirlenmiştir. Kullanılan motorun gaz kelebeğinin giriş sinyali sabittir ve sinyal gaz kelebeği tam açık olacak şekilde ayarlanmıştır. Modelde kullanılan dişli sistemi ve tork konvertör simdriveline menüsünden hazır olarak alınmıştır. Geleneksel taşıt dinamiği sisteminin modellenmesi için bir alt sistem oluşturularak modele yerleştirilmiştir. Tork ve devir gibi değerlerin ölçülmesi için kullanılan sensörler de birer alt sistemde modellenerek blok diyagramına yerleştirilmiştir.

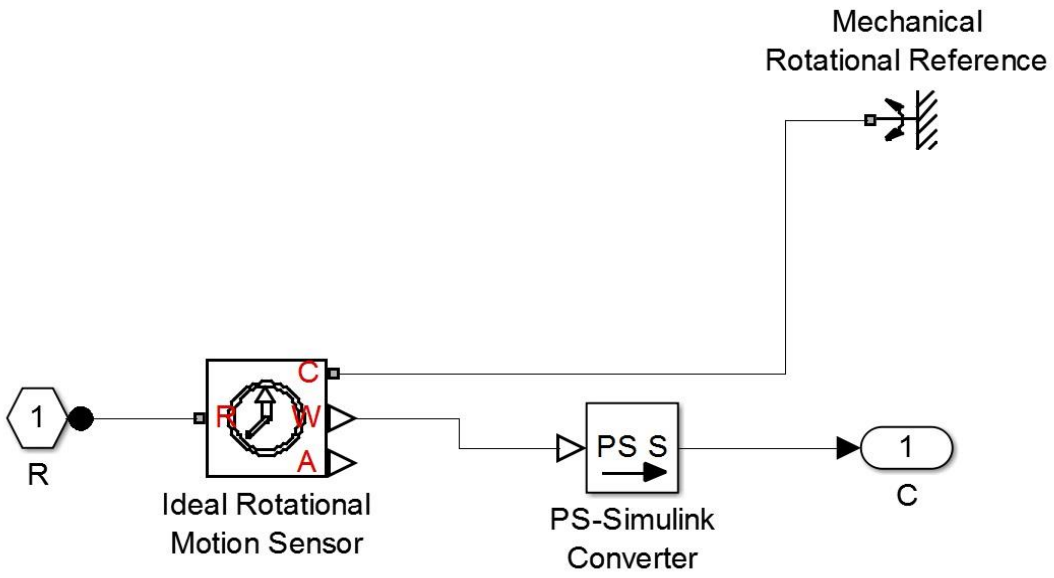
Modelde kullanılan taşıt dinamiği alt sisteminin ayrıntısı Şekil 3.2'de görülmektedir. Araç bir yarı – taşıt modeli olarak öngörülmüştür. Simdriveline menüsünde bulunan taşıt gövdesi tekerlek ve diferansiyel modellerinden bir blok diyagramı oluşturulmuştur. Diferansiyelin dişli oranı 4,06 alınmıştır. Taşıt gövdesinden aracın hız değeri fiziksel sinyali matematiksel formata dönüştüren bir PS- S dönüştürücü yardımıyla s domain'ine çevrilerek üst sisteme çıktı olarak verilmiştir. Üst sisteme çıktı olarak verilen hız değeri bir grafik olarak sonuçlar kısmında sunulmuştur. Aracın tamamen rüzgârsız bir ortamda ve düz bir yolda çalıştığı ön görülmüştür.



Şekil 3.2 Taşıt Dinamiği Modeli.

Motor çıkışındaki milden, tork konvertor çıkışındaki mildem ve dişli sisteminin çıkışındaki şafttan devir sayılarını ölçen sensör Şekil 3.3'te verilmiştir. R girişi şafta bağlanan mekanik bağlantı noktasıdır. İdeal dönel hareket sensörü Simulink

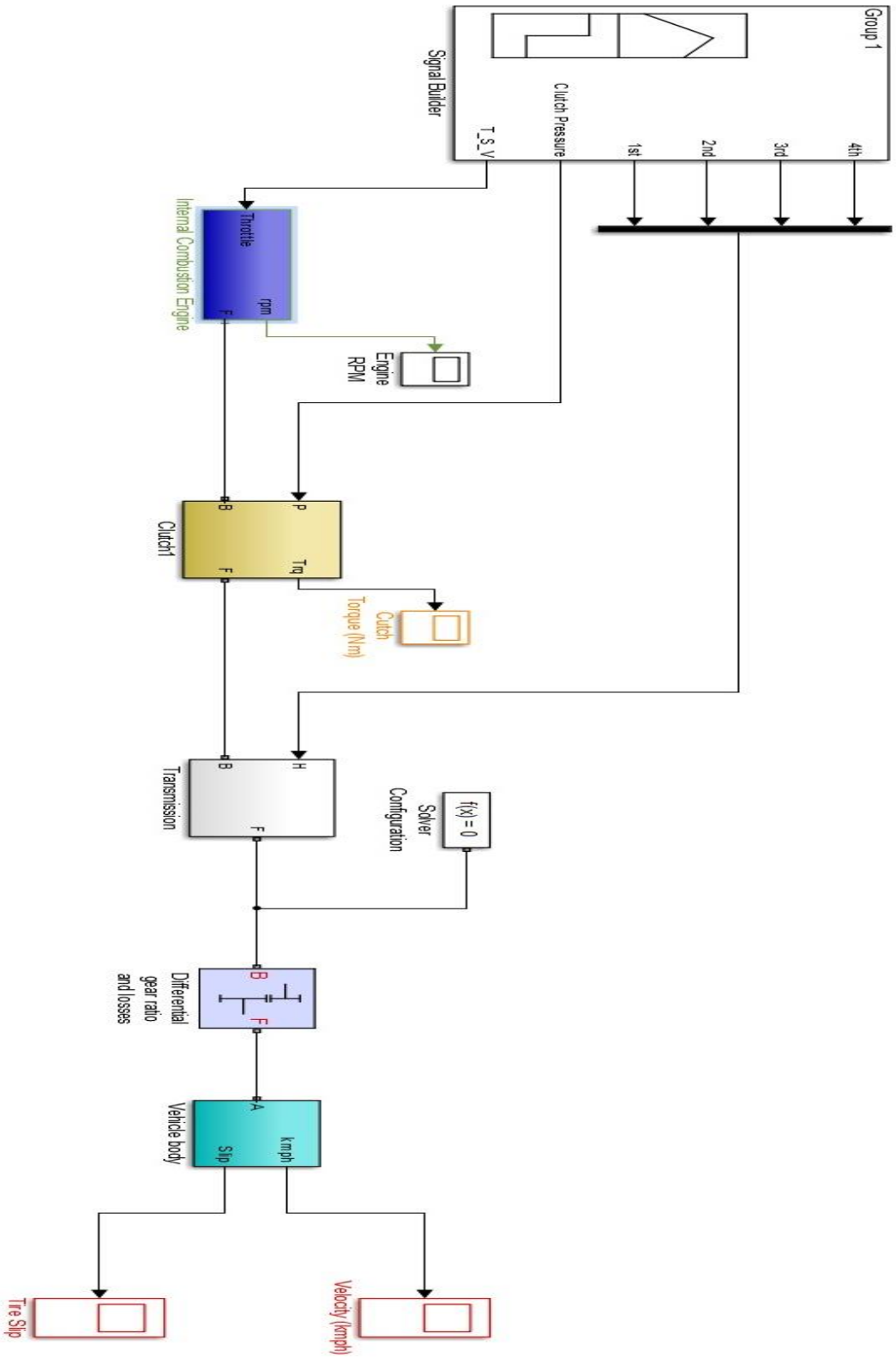
kütüphanesinin Fundamental Elements menüsünden alınmıştır. Kullanılan sensör üzerindeki R düğmesi mekanik bilginin alınacağı dönel elemana bağlanır. C düğmesi sensörün gövdesinin sabitlendiği merkezin bağlandığı merkezlenme noktasıdır. W çıkışından açısal hız, A çıkışında ise açısal ivme fiziksel sinyal olarak elde edilmektedir. Elde edilen fiziksel sinyaller PS-S dönüştürücü ile üst sisteme verilerek grafiğe taşınmaktadır.



Şekil 3.3 Devir Sensörü Modeli.

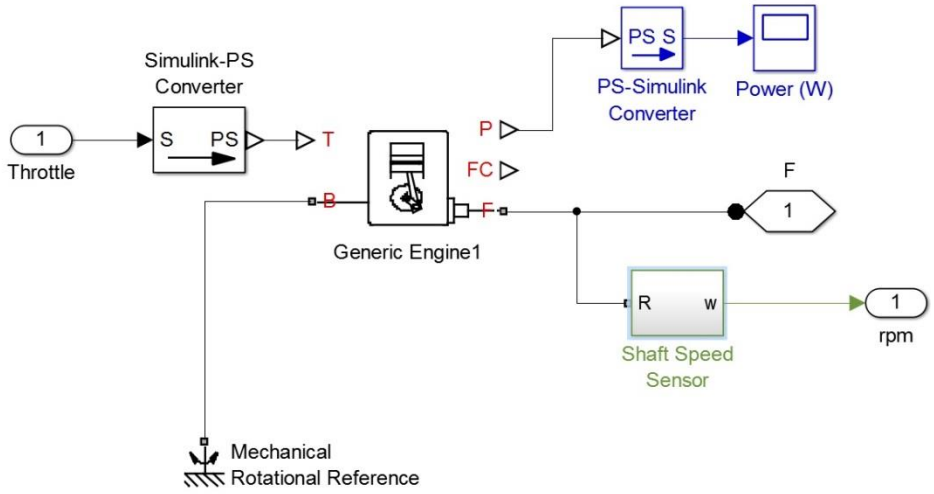
3.2 Dört Vitesli Manuel Şanzıman Modeli

Vites sayılarının ve dişli oranlarının taşıt üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla dört vitesli şanzımana sahip bir taşıt modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan model Şekil 3.4'te görülmektedir. Model; içten yanmalı motor, kavrama, şanzıman ve taşıt gövdesi için ayrı alt sistemleri içermektedir. Taşıtın sürücü kontrol sinyalleri Matlab/Simulink araçlarından Signal Builder ile yapılmıştır. Signal Builder'den çıkan vites kontrol sinyalleri bir sinyal birleştirici ile toplanarak şanzımana iletilmiştir. Kavramaya uygulanan basınç ve gaz kelebeğinin açıklığını karakterize eden sinyal ayrı ayrı kavrama ve içten yanmalı motor alt sistemlerine iletilmiştir.



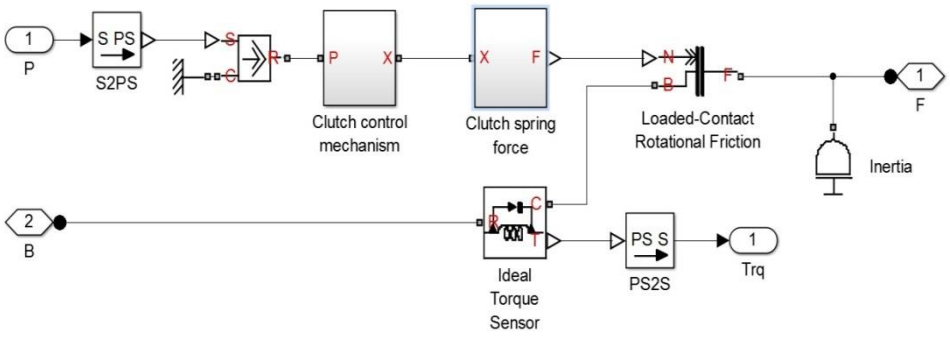
Şekil 3.4 Dört Vitesli Taşıt Modeli.

İçten yanmalı motorun yapısını gösteren alt sistem Şekil 3.5'te verilmiştir. Taşıtın modellenmesinde 100 kW gücünde, maksimum güçteki hızı 5500 rpm, maksimum devri 8000 rpm olan sıkıştırma ile ateşlemeli dört silindirli bir içten yanmalı motor kullanılmıştır. Signal builder'da işlenen sürücünün gaz kelebeğiyle ilgili davranış sinyali matematiksel sinyallari S domain'in den fiziksel sinyale dönüştüren S-PS dönüştürücü ile fiziksel sinyale dönüştürülerek gaz kelebeğine iletilmiştir. Motor alınan güç fiziksel sinyali PS-S dönüştürücü ile grafiğe aktarılmıştır. Motor çıkış şaftına eklenen devir sensörü ile de motorun krank çıkışındaki devri ölçülüp üst sisteme çıktı olarak verilmiştir. Kullanılan şaft devir sensörünün özellikleri Şekil 3.3'te verilen sensör ile aynıdır.



Şekil 3.5 İçten Yanmalı Motor Modeli.

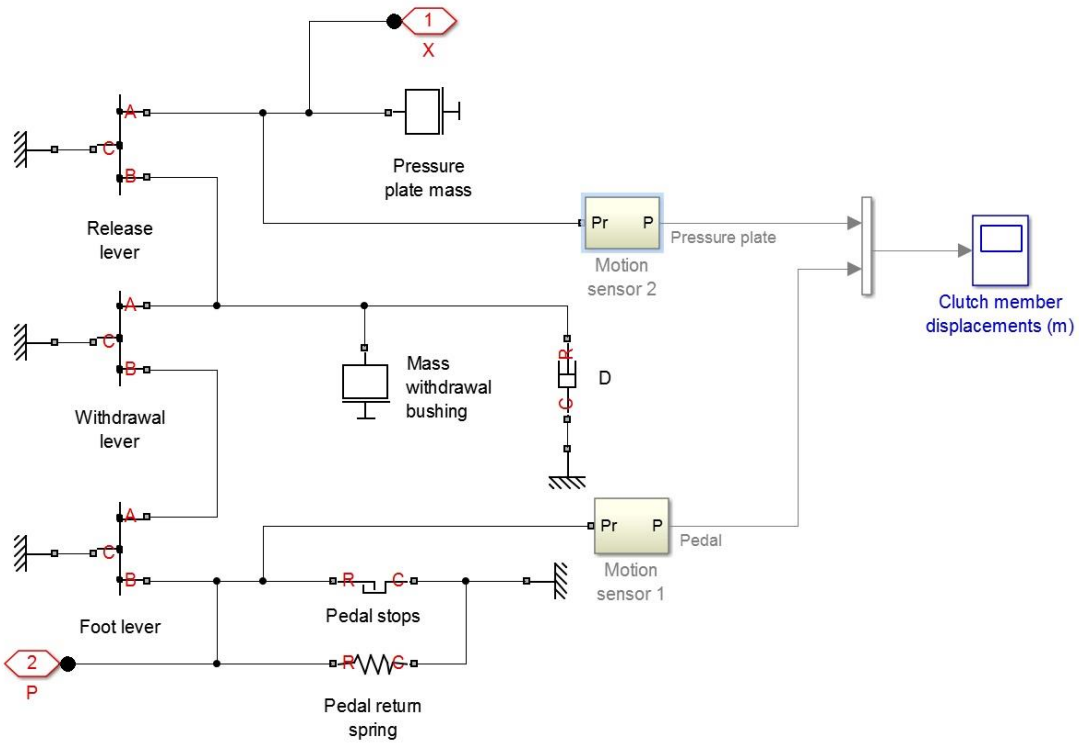
Dört vitesli taşıtın kavraması Şekil 3.6'da verilmiştir. Oluşturulan sistem manuel şanzıman sistemi olduğu için tork konvertör yerine kavrama kullanılmıştır. Geleneksel manuel şanzımanlarda kullanılan kavrama tipi kuru kavrama olduğu için kuru kavrama tercih edilmiştir.



Şekil 3.6 Kavrama Modeli.

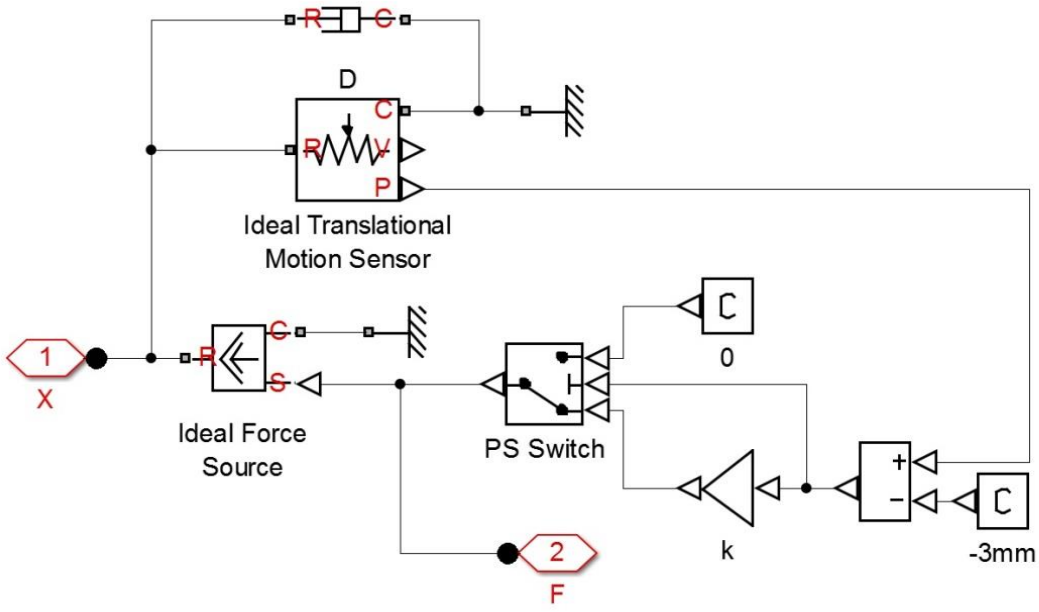
Bu tez çalışmasının odak noktası şanzıman dişli sayısı ve oranıdır. Bu nedenle yapılan modelleme için hali hazırda Matlab/Simulink ortamının içinde gömülü bulunan kavrama sistemi bu tasarım için kullanılmıştır. Bu sistemde signal builder'dan alınan S domain'li sinyal S-PS dönüştürücü ile fiziksel sinyale dönüşmektedir. İdeal kuvvet üreticisinin güç kaynağı düğmesi S'ye bağlanan sinyal ile kavrama için gerekli basınç kuvveti sağlanmaktadır. Kavrama sisteminde kavrama kontrol mekanizması ve kavrama sürtünme kuvveti alt sistem olarak tasarlanmıştır. Kavrama sürtünme kuvveti, Simdriveline menüsündeki iki dönel parça arasında kuvvet iletimini sürtünme kuvvetiyle sağlayan basit bir baskı balata ikonu ile şanzımana iletilecek şekilde kavrama sistemi tamamlanmıştır. Kavramada oluşan tork değişimini ölçmek amacıyla kavramanın bağladığı şafta Simulink kütüphanesinden ideal tork sensörü eklenmiştir. Sensörden alınan verileri PS-S dönüştürücü ile üst sisteme gönderilerek grafiğe aktarılmıştır.

Kavramanın kontrol mekanizması debriyaj sistemini mekanik olarak tanımlamaktadır. Şekil 3.7'de verilen alt sistem modelinde kontrol mekanizması ayrıntılı olarak görülmektedir. Mekanizma debriyaj ayırma çatalı geri çektirme kolu ve debriyaj pedalından oluşmaktadır. Geri çektirme koluna bir sönümleyiciye bağlıdır. Debriyaj pedalı ise bir pedal stop'una ve pedal geri dönme yayına bağlıdır. Sönümleyici, geri dönme yayı ve pedal stop'u "Simscape menüsünden alınmıştır. Mekanizmadan kavramanın sürtünme kuvvetini tanımlayan alt sisteme giden çıktı ise kavrama plakalarında oluşan basınçtır.



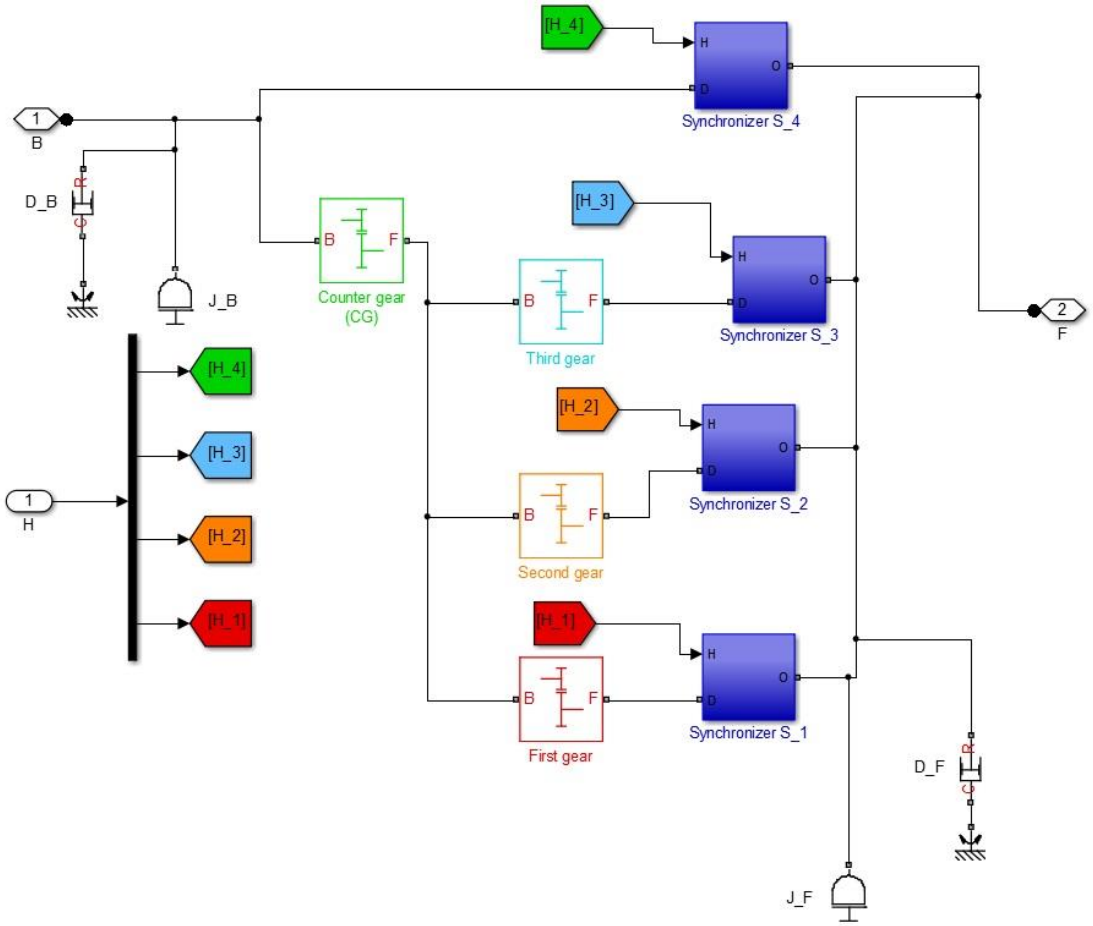
Şekil 3.7 Kavrama Kontrolü Modeli.

Kavram sürtünme kuvveti alt sistemi kavrama kontrol mekanizmasından iletilen basıncın kavrama plakasında dönüştüğü sürtünme kuvvetini tanımlamaktadır. Şekil 3.8'de görülen diyagram kontrol mekanizmasından gelen basınç kuvvetini ve baskı plakasında oluşan deplasmanı bir PS substract ile birleştirerek PS switch (anahtar)'e göndermektedir. PS switch'e gelen sinyallerden mekanizmadan gelenlerin değeri sabit olarak gönderilen 0 (sıfır) sinyalinden büyük olduğu sürece PS switch oluşan sürtünme kuvvetini iletmektedir. Gelen sinyal 0'dan küçük veya 0 olduğunda, yani kavrama kontrol mekanizmasında basınç kuvveti oluşmadığında ise sabit 0 sinyali iletilmektedir. PS switch'in çıkışı üst sisteme kuvvet olarak girdi sağlamaktadır.



Şekil 3.8 Kavrama Sürtünme Kuvveti Modeli.

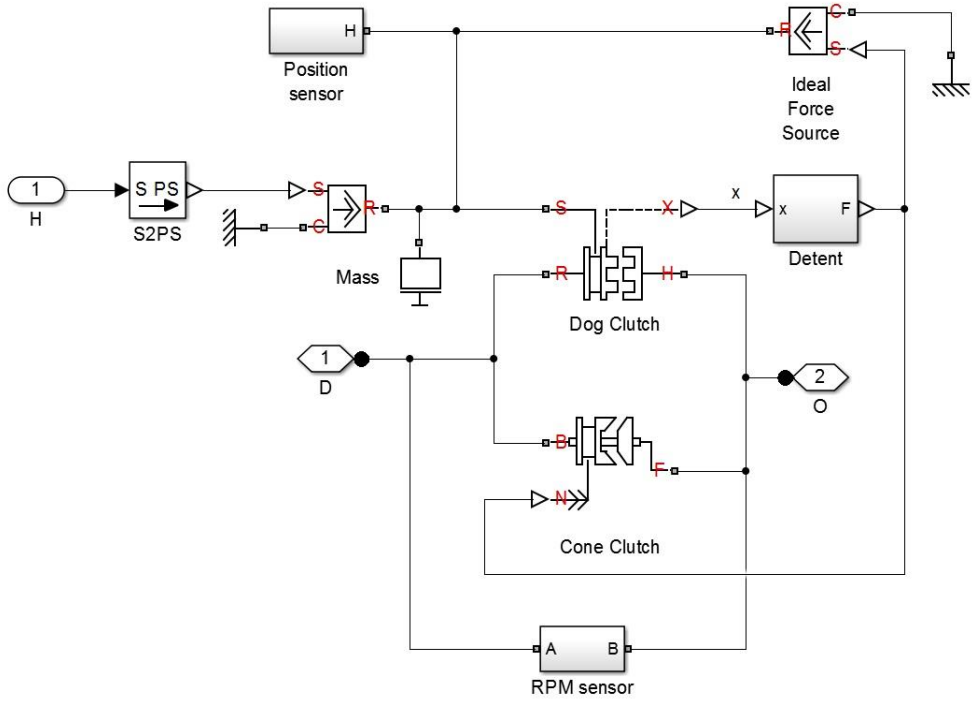
Taşıt modelinde kullanılan dört vitesli şanzıman Şekil 3.9'da görülmektedir. Şanzıman geleneksel manuel şanzıman sistemine uygun olarak tasarlanmıştır. Şanzıman girişinde B düğmesi kavramaya bağlanmaktadır. Şanzımanı çıkışında F düğmesi diferansiyele bağlanmaktadır. Sistem iki mil üzerindeki dört dişli kademesi ve bunlar arasındaki geçişi sağlayan senkromeçlerden oluşmaktadır. Şekil 3.9'da görülen dört senkromecin alt sistem yapıları birbirinin aynıdır. Her bir senkromeç alt sistemi, aktif ettiği vites kademesine senkromeç manşonun baskı yapmasını temsil etmektedir. Dolayısıyla, senkromeçleri hareket ettiren manşonların hareketleri ayrıca modellenmemiştir. Yalnızca senkromeçlerin her bir vites için pozisyonları ayrı ayrı belirlenmiştir. H girişi senkromeç sinyallerinin alt sisteme giriş noktasıdır. Signal Builder'dan toplu halde gelen vites değişim sinyalleri bir sinyal ayrıştırıcı ile tekrar ayrılmaktadır. Ayrılan sinyaller From to ve Go to blokları kullanılarak gitmesi gereken senkromeçlere iletilmektedir. Şanzımanın her giriş ve çıkışındaki rulmanları temsil etmek üzere mekanik dönel bağlantı noktalarına simscape deki sönümleyici bloklar kullanılmıştır. Şanzıman dizaynında kullanılan dişli modelleri Simdriveline menüsünden alınmıştır. Başlangıçta kullanılan dişli oranları ise bir ticari firmanın katalog değerleri referans alınarak elde edilmiştir.



Şekil 3.9 Dört Vitesli Şanzıman Modeli.

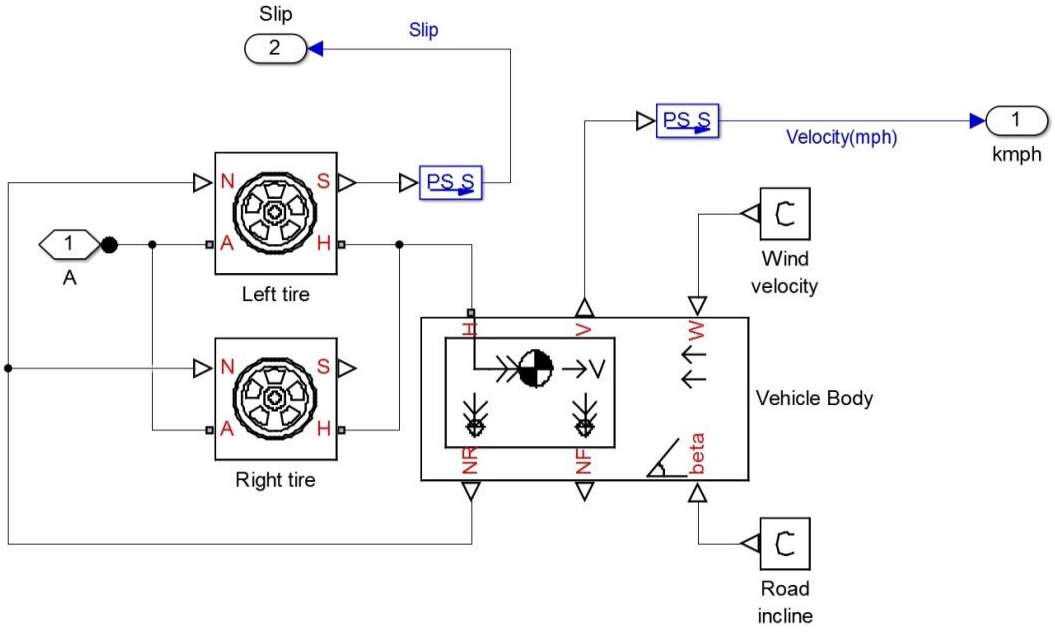
Şanzımanı tasarımında kullanılan senkromeç yapısında senkromecin fiziksel yapısını tanımlamak için bir kurt dişli ve konik kavrama kullanılmıştır. Şekil 3.10'dan görüldüğü gibi senkromeç dizaynında D düğmesi vites dişlisiyle bağlantı noktasıdır. O noktası senkromeç çıkışlarında birleşerek üst sistemde F düğmesine vites pozisyonunu iletir. H düğmesinden sürücünün vites kontrolüne dair davranışının sinyali gelmektedir. Gelen sinyal, alt sistemde S-PS dönüştürücü kullanılarak sinyal fiziksel hale çevrilir. Fiziksel sinyal haline gelen vites değişiklik komutu Fundamental Elements menüsünden alınan ideal kuvvet kaynağına kuvvet girişi olarak yansımaktadır. İdeal kuvvet kaynağının R düğmesi kurt dişlinin S noktasına bağlanarak gelen sinyalin iletimini sağlar. Kurt dişlideki R düğmesi konik kavramadaki B düğmesine bağlanarak hareketin iletimini devam ettirir. Kurt dişlideki X düğmesi dişli üzerinde manşonun pozisyonu kilit pimine iletir. Kilit piminden konik kavramanın N düğmesine gelen sinyale göre konik kavrama

aktif ettiği vites dişlisi ile kavraşmasını tamamlar. Kavramanın pozisyonuyla ilgili hareket bilgisi dişliye D düğmesinden üst sisteme aktarılarak iletilir.



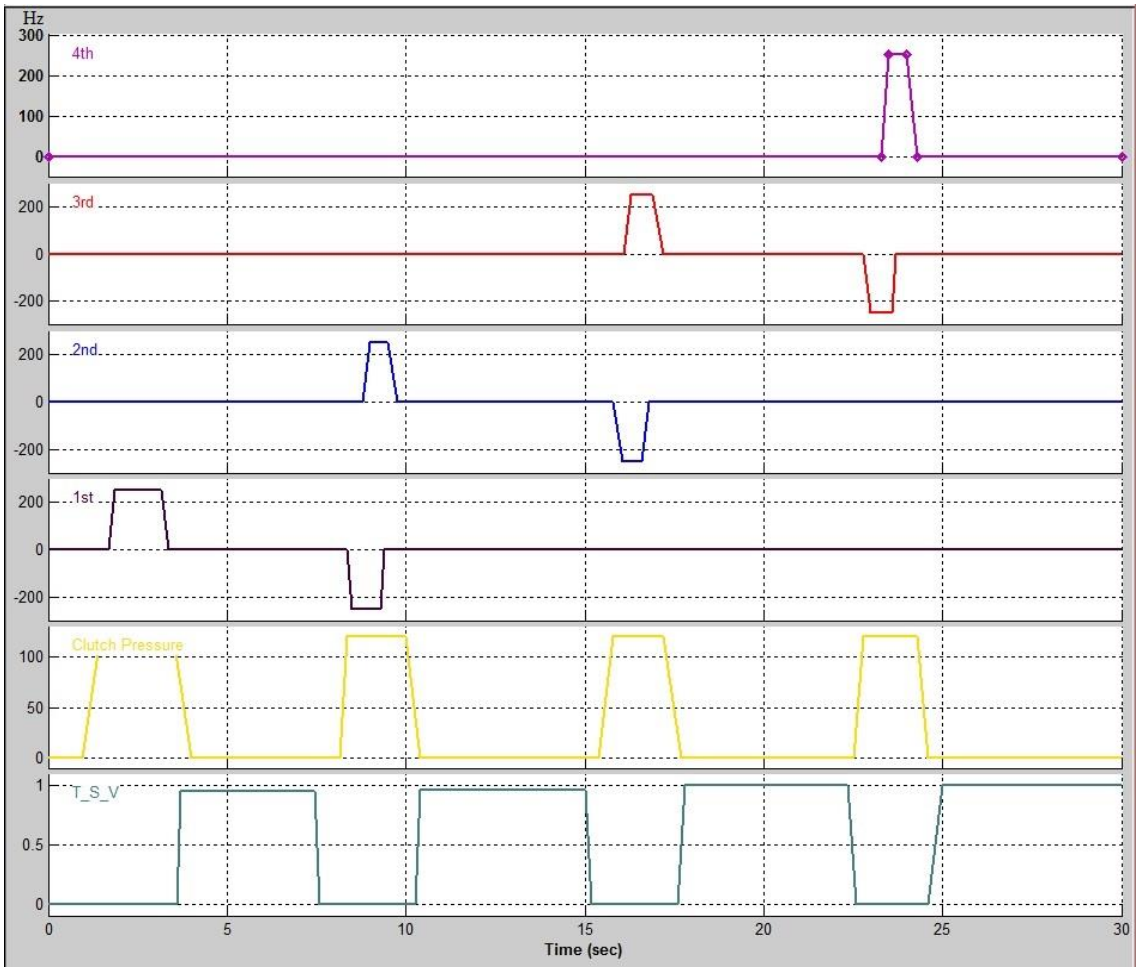
Şekil 3.10 Senkromeç Yapısının Modeli.

Dört ve beş vitesli taşıt modelinde kullanılan taşıt dinamiği alt sisteminin ayrıntısı Şekil 3.11'de görülmektedir. Araç bir yarı – taşıt modeli olarak ön görülmüştür. Simdriveline menüsünde bulunan taşıt gövdesi tekerlek ve diferansiyel modellerinden bir blok diyagramı oluşturulmuştur. Taşıt gövdesinden aracın hız değeri fiziksel sinyali matematiksel formata dönüştüren bir PS- S dönüştürücü yardımıyla s domain'ine çevrilerek üst sisteme çıktı olarak verilmiştir. Üst sisteme çıktı olarak verilen hız değeri bir grafik olarak sonuçlar kısmında sunulacaktır. Aracın tamamen rüzgarsız bir ortamda ve düz bir yolda çalıştığı ön görülmüştür. Aracın tekerlerinde oluşan kaymanın grafiğe dökülmesi için tekerlekten alına kayma verileri PS-S dönüştürücü ile dönüştürülerek üst sisteme verilmiştir.



Şekil 3.11 Dört ve Beş Vitesli Taşıtta Kullanılan Taşıt Dinamiği Modeli.

Taşıtın kontrolünü sinyalize eden sinyal diyagramı Şekil 3.12'de görülmektedir. Siınyallerin oluşturulması için Simulink kütüphanesinden Signal Builder kullanılmıştır. Sinyal builder'a veriler, bir sinyal matrisi oluşturularak eklenmektedir. Sinyallerdeki değerlerin elde edilmesi için bir sürücünün 4. vitese kadar 30 s'de gösterdiği davranışlar gözlenmiştir. Vites geçişleri esnasında her bir senkromece iletilmesi gereken sinyal frekansı şanzıman kataloglarından 250 Hz olarak alınmıştır. Kavramaya iletilen basınç 220 kPa seçilmiştir. Gaz kelebeğinin açıklığını karakterize eden sinyal gaz kelebeğinin tam açıklığı 1 birim sinyale tekabül edecek şekilde ayarlanmıştır. Şekil 3.12'den görüldüğü gibi, vites geçişlerindeki sinyalizasyon bir birini takip etmektedir. Örneğin, 1. vitesten 2. vitese geçişte kavrama sinyalinin basınç ilettiği süre zarfında 1. vites için -250 Hz sinyali gitmektedir. Burada "–" yön ifadesidir. 1. Vitesi aktif eden senkromeç 1. vites dişlisinden sinyalden dolayı ayrılır. 2. vites dişlisi için gelen 250 Hz sinyali ile 2. vitesi aktif eden senkromeç 2. vites dişlisi ile kavraşır. Vitesin kavraşmasıyla kavramaya giden sinyal sıfıra giderken, gaz kelebeği sinyali 1'e yaklaşır.

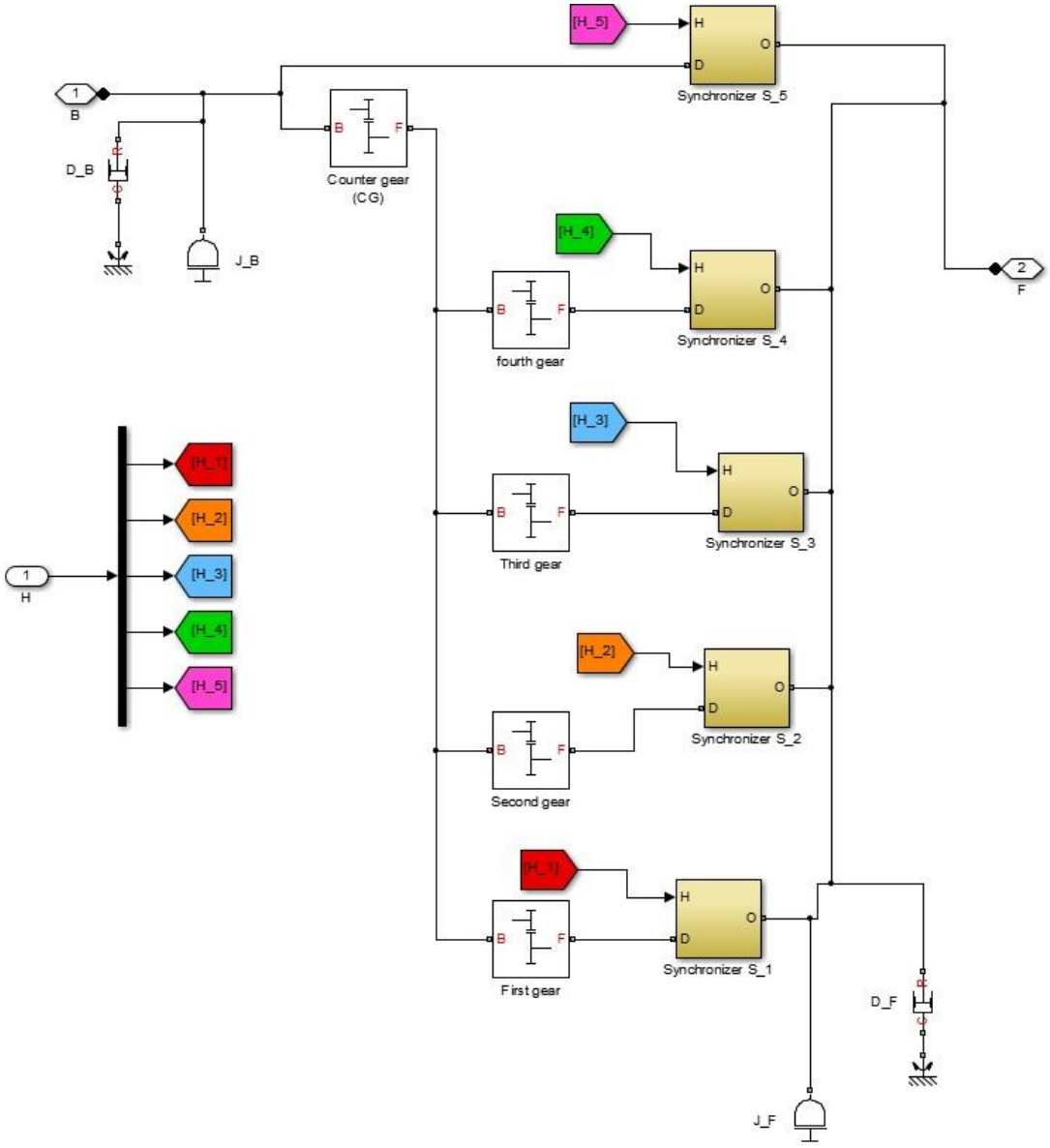


Şekil 3.12 Dört Vitesli Şanzıman İçin Sürücü Davranışı Sinyal Diyagramı.

3.3 Beş Vitesli Manuel Şanzıman Modeli

Simülasyon modelinde vites sayısının etkisini incelemek amacıyla dört vitesli şanzımanla karşılaştırılmak üzere ayrıca beş vitesli şanzıman modeli tasarlanmıştır. dört vitesli manuel şanzıman kısmında anlatılandan farklı olarak şanzıman ve beş vitesli şanzıman ve taşıtın sinyal diyagramı modellenmiştir.

Taşıt modelinde kullanılan beş vitesli şanzıman Şekil 3.13'te görülmektedir. Şanzıman geleneksel manuel şanzıman sistemine uygun olarak tasarlanmıştır. Şanzıman girişinde B düğmesi kavramaya bağlanmaktadır. Şanzımanın çıkışında F düğmesi diferansiyele bağlanmaktadır. Sistem iki mil üzerindeki beş dişli kademesi ve bunlar arasındaki geçişi sağlayan senkromeçlerden oluşmaktadır.

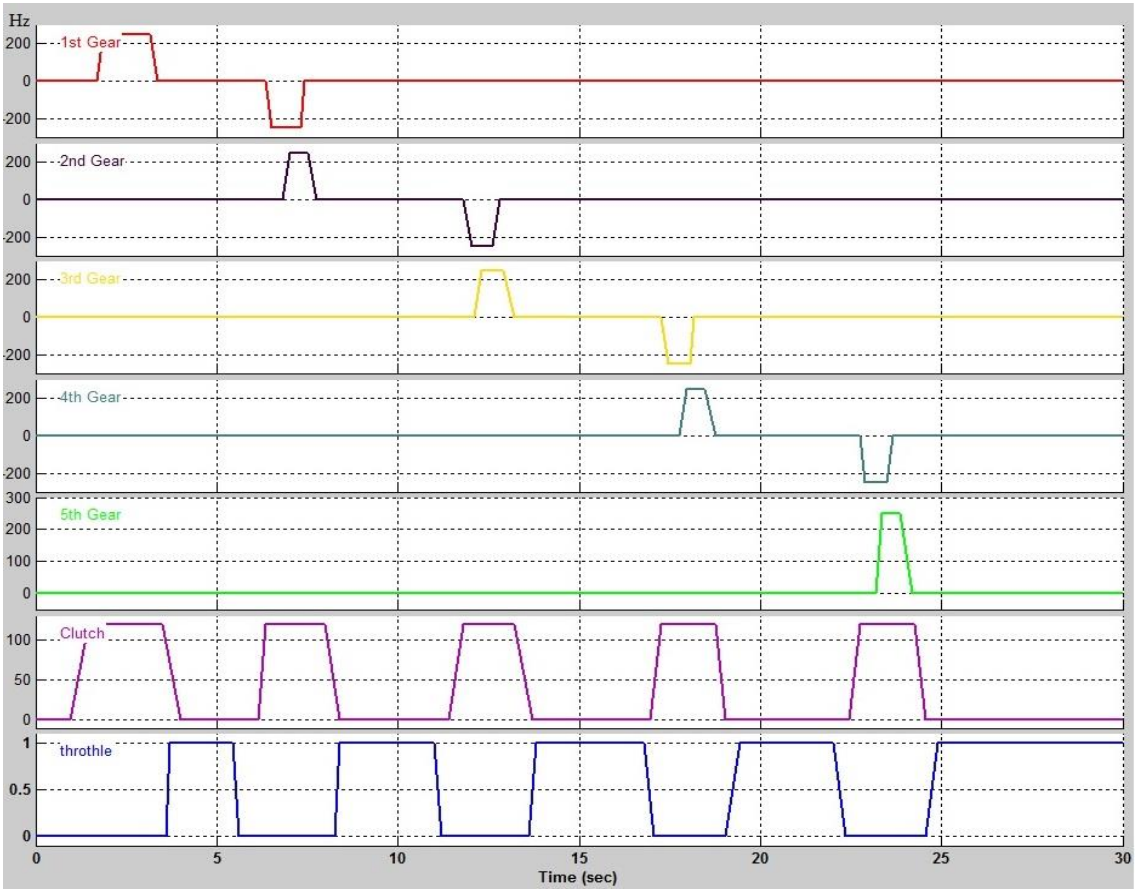


Şekil 3.13 Beş Vitesli Manuel Şanzıman Modeli.

Şekil 3.13'te görülen beş senkromecin alt sistem yapıları birbirinin aynıdır. Her bir senkromeç alt sistemi, aktif ettiği vites kademesine senkromeç manşonun baskı yapmasını temsil etmektedir. Dolayısıyla, senkromeçleri hareket ettiren manşonların hareketleri ayrıca modellenmemiştir. Yalnızca senkromeçlerin her bir vites için pozisyonları ayrı ayrı belirlenmiştir. H girişi senkromeç sinyallerinin alt sisteme giriş noktasıdır. Signal Builder'dan toplu halde gelen vites değişim sinyalleri bir sinyal ayrıştırıcı ile tekrar ayrılmaktadır. Ayrılan sinyaller From to ve Go to blokları kullanılarak gitmesi gereken senkromeçlere iletilmektedir. Şanzımanın her giriş ve

çıkışındaki rulmanları temsil etmek üzere mekanik dönel bağlantı noktalarına simscape teki sönümleyici bloklar kullanılmıştır. Şanzıman dizaynında kullanılan dişli modelleri Simdriveline menüsünden alınmıştır. Başlangıçta kullanılan dişli oranları ise bir ticari firmanın katalog değerleri referans alınarak elde edilmiştir.

Beş vitesli şanzımanın vites geçiş kontrolünde kullanılan senkromeçler dört vitesli şanzımanda kullanılan sisteme benzer şekilde tasarlanmıştır.



Şekil 3.14 Beş Vitesli Şanzıman için Sürücü Davranışı Sinyal Diyagramı.

Taşıtın kontrolünü sinyalize eden sinyal diyagramı Şekil 3.14'te görülmektedir. Sinyallerin oluşturulması için Simulink kütüphanesinden Signal Builder kullanılmıştır. Sinyal builder'a veriler, bir sinyal matrisi oluşturularak eklenmektedir. Sinyallerdeki değerlerin elde edilmesi için bir sürücünün 5. Vitese kadar 30 s'de gösterdiği davranışlar gözlenmiştir. Vites geçişleri esnasında her bir senkromece iletilmesi gereken sinyal frekansı şanzıman kataloglarından 250 Hz olarak alınmıştır. Kavramaya iletilen basınç 220 kPa seçilmiştir. Gaz kelebeğinin açıklığını karakterize eden sinyal gaz

kelebeğinin tam açıklığı 1 birim sinyale tekabül edecek şekilde ayarlanmıştır. Şekil 3.14'te görüldüğü gibi, vites geçişlerindeki sinyalizasyon bir birini takip etmektedir. Örneğin, 1. vitesten 2. vitese geçişte kavrama sinyalinin basınç ilettiği süre zarfında 1. vites için -250 Hz sinyali gitmektedir. Burada "–" yön ifadesidir. 1. vitesi aktif eden senkromeç 1. vites dişlisinden sinyalden dolayı ayrılır. 2. vites dişlisi için gelen 250 Hz sinyali ile 2. vitesi aktif eden senkromeç 2. vites dişlisi ile kavraşır. Vitesin kavraşmasıyla kavramaya giden sinyal sıfıra giderken, gaz kelebeği sinyali 1'e yaklaşır.

4. BULGULAR

Dişli oranı ve dişli sayısının taşıta olan etkilerini incelemek amacıyla hazırlanan simülasyonlar incelenirken dört ana unsur üzerinde durulmuştur.

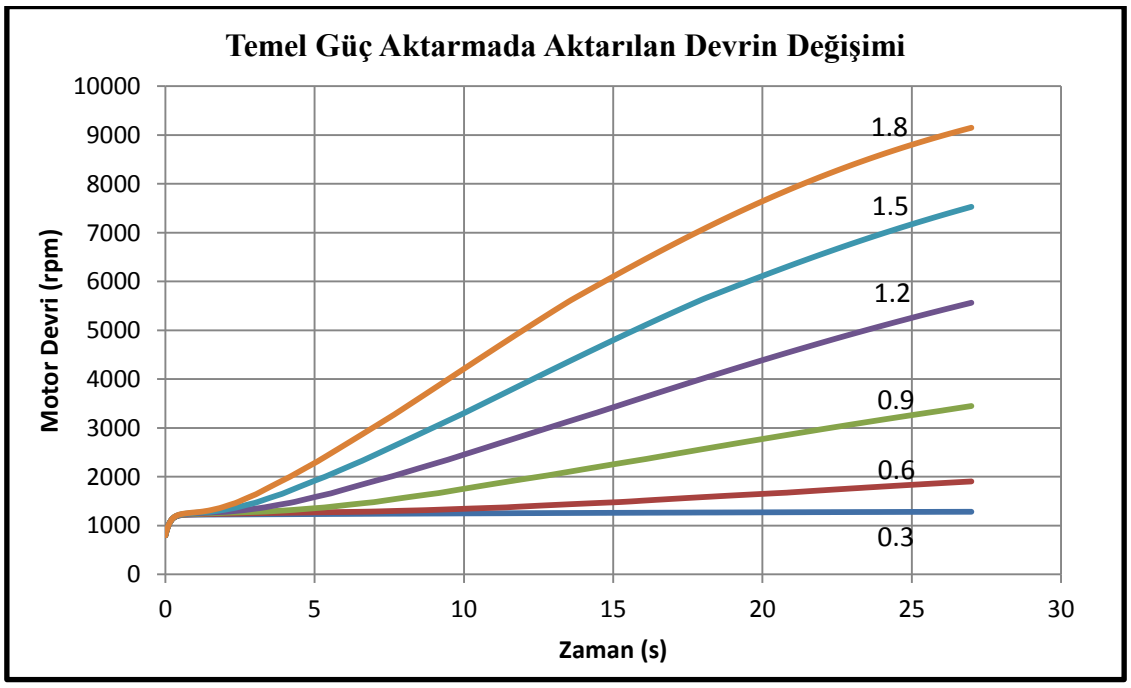
Bunlar:

- Temel güç aktarma sistemlerinde dişli oranındaki artışın taşıta olan etkileri
- Dört vitesli şanzıman kullanılan bir taşıtta her bir dişli kademesindeki dişli oranı artışının taşıta olan etkileri
- Beş vitesli şanzıman kullanılan bir taşıtta her bir dişli kademesindeki dişli oranı artışının taşıta olan etkileri
- Dört ve Beş vitesli şanzıman kullanımının taşıt üzerine etkilerinin karşılaştırılması

olarak belirlenmiştir.

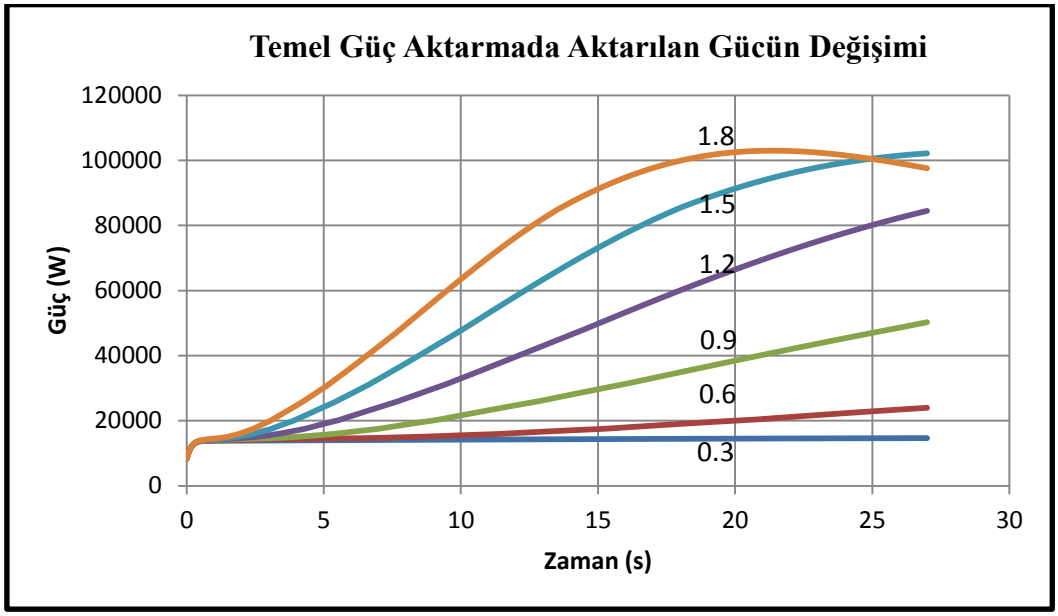
4.1 Dişli Oranı Değişiminin Temel Güç Aktarma Sistemine Etkileri

Yapılan simülasyonlarda dişli oranlarının taşıt üzerindeki temel etkilerini incelemek amacıyla güç aktarma sisteminin toplam dişli oranı 0,1 den 2'ye kadar 0,1 değer aralığı ile arttırılmıştır.



Şekil 4.1 Temel Güç Aktarmada Aktarılan Devrin Değişimi.

Diğer iki dişli oranı serisinin grafikleri EKLER bölümünde mevcuttur (Şekil 7.1 ve 7.2). Şekil 4,1'de görüldüğü gibi dişli oranı arttıkça motor devri de artmaktadır. Ayrıca dişli oranın artışıyla devrin artması logaritmik artış gösterdiği için artan dişli oranı yönünde eğriler arası mesafe devir arttıkça artmaktadır. Simülasyon sonuçları göstermiştir ki dişli oranı seçiminde 1,8 yüksek devir kademesi için 0,3 düşük vites kademesi için uygundur.

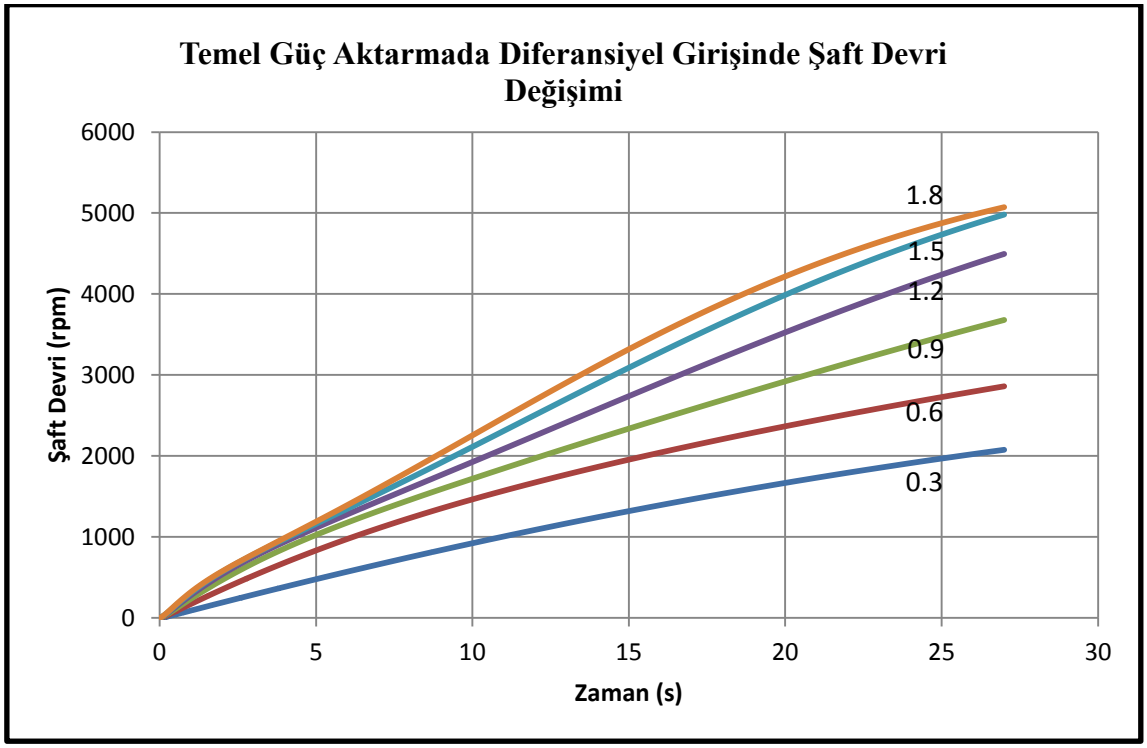


Şekil 4.2 Temel Güç Aktarmada Aktarılan Gücün Değişimi.

Şekil 4.2'de 0,3 dişli oranından başlayarak 1,8 dişli oranına kadar artan dişli oranının aktarılan güce etkisi görülmektedir. Diğer iki dişli oranı serisinin grafikleri EKLER bölümünde mevcuttur (Şekil 7.3 ve 7.4). Şekil 4.2'den görüldüğü gibi dişli oranı arttıkça aktarılan güçte artmaktadır. Ayrıca dişli oranın artışıyla gücün artması logaritmik artış gösterdiği için artan dişli oranı yönünde eğriler arası mesafe güç arttıkça artmaktadır. Bunlara ek olarak, 1,8 dişli oranında 20 s den sonra maksimum aktarma gücüne ulaşılarak elde edilen efektif güç azalmaya başlamıştır. Dişli oranın artması daha kısa sürede maksimum güce ulaşılmasını sağlamıştır.

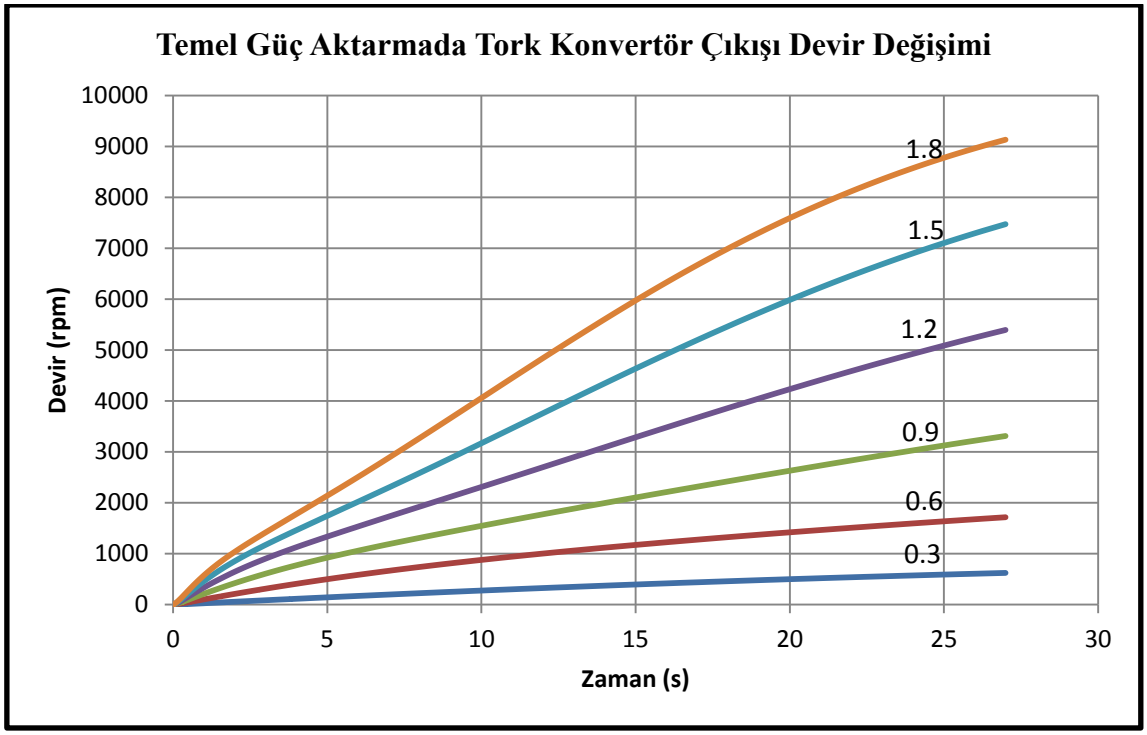
Şekil 4.3'te 0,3 dişli oranından başlayarak 1,8 dişli oranına kadar artan dişli oranının diferansiyel girişinde şaft devrine etkisi görülmektedir. Diğer iki dişli oranı serisinin grafikleri EKLER bölümünde mevcuttur (Şekil 7.5 ve 7.6). Şekil 4.3'ten görüldüğü gibi dişli oranı arttıkça devir sayısı artmaktadır. Ayrıca dişli oranın artışıyla devrin artması logaritmik artış gösterdiği için artan dişli oranı yönünde eğriler arası mesafe devir

arttıkça artmaktadır. Bu yaklaşıma ters olarak 1,5 dişli oranı ile 1,8 dişli oranı kullanılarak elde edilen devir sayılarının eğrileri bir birlerine çok yakın oluşmuştur. Bu durum, motorun maksimum güce yüksek dişli oranında daha kısa sürede ulaşmasından ve sonrasında güç eğrisinde Şekil 4.2'de olduğu gibi bir azalma oluşmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.3 Temel Güç Aktarmada Diferansiyel Girişinde Şaft Devri Değişimi.

Şekil 4.4'te 0,3 dişli oranından başlayarak 1,8 dişli oranına kadar artan dişli oranının tork konvertör çıkışında şaft devir sayısına etkisi görülmektedir. Diğer iki dişli oranı serisinin grafikleri EKLER bölümünde mevcuttur (Şekil 7.7 ve 7.8). Şekil 4.4'ten görüldüğü gibi dişli oranı arttıkça devir sayısı artmaktadır. Ayrıca dişli oranın artışıyla devrin artması logaritmik artış gösterdiği için artan dişli oranı yönünde eğriler arası mesafe devir arttıkça artmaktadır. Motor çıkış milindeki grafiklerden farklı olarak burada devir sayısı 0 düzeyinden başlamaktadır. Bunun sebebi motorun rölantide çalışarak aracın ilk ataletini yendiği devrin 800 rpm olmasıdır. Böylece başlangıç devri olarak motor şaftında bu devir sayısı veri olarak 800 rpm elde edilirken motordan hareketi alan tork konvertörün başlangıç koşulundaki devri 0 (sıfır) olmaktadır.



Şekil 4.4 Temel Güç Aktarmada Tork Konvertör Çıkışı Devir Değişimi.

4.2 Dişli Oranı Değişiminin Dört Vitesli Manuel Şanzımana Etkileri

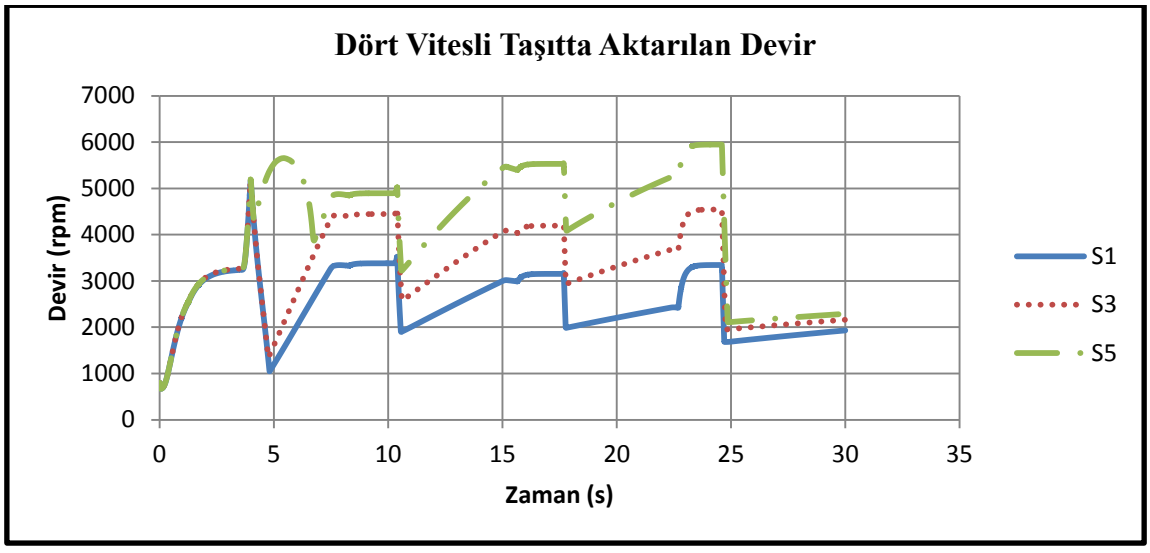
Oluşturulan simülasyonda kullanılan şanzımanın dişli oranları bir ticari firmanın katalog değerlerine uygun şekilde tasarlanmıştır (S1). Temel alınan dişli oranları her bir kademe için 0.1 aralıkla arttırılmıştır. 1. vites için 2,8 değerine ulaşıldığında motor maksimum devrine ulaştığı için daha fazla arttırılamamıştır. Aynı şekilde 2. vites 2,11 - 3. vites 1,5 - 4. vites ise 1,13 değerine kadar 0,1'er aralıkla arttırılmıştır. Grafiğin daha iyi anlaşılabilmesi amacıyla 3 dişli oranı kombinasyonu esas alınmıştır (Çizelge 4.1).

Şekil 4.5'te dört vitesli şanzıman için elde edilen motor devri verileri görülmektedir. Temel güç aktarma sisteminde elde edilen verilere paralel olarak dişli oranı arttıkça motor çıkış milinin devri de artmıştır. Vites değişimlerinde devirde olan dalgalanma grafikten açıkça görülmektedir. Örnek olarak 5 ila 10. saniyeler arasında 3 eğride önce lineer olarak artmış sonrasında hemen hemen sabit kalıp eğimi sıfırlanmış ve sonrasında lineer olarak sert bir şekilde düşerek tekrar lineer şekilde artışa geçmiştir.

Çizelge 4.1 Dört Vitesli Şanzıman İçin Dişli Oranları.

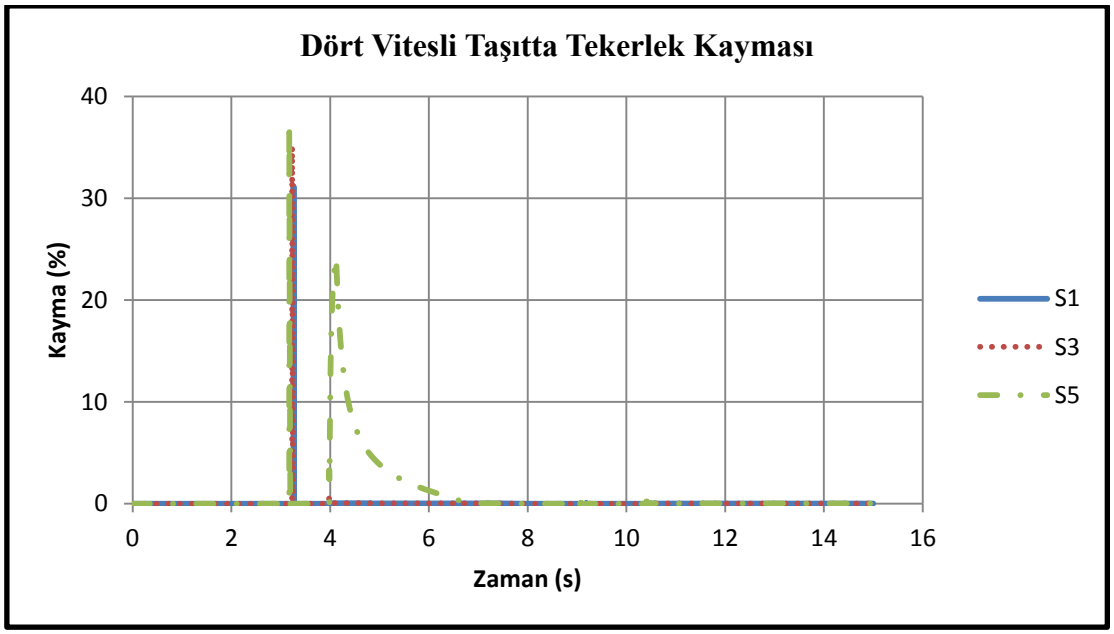
Vites Kademelerinde Dişli Oranları			
	S1	**S3**	**S5**
1. VİTES	2,598	2,8	2,8
2. VİTES	1,460	1,6	1,8
3. VİTES	1	1,2	1,4
4. VİTES	0,723	0,9	1

Eğrilerde bu durum benzer olarak rölantiden 1. Vitese geçiş aşaması olan ilk 5 saniyede sonrasında 2. vitese geçiş bölgesi olan 5-10. saniyeler arasında, 3. vitese geçiş bölgesi 10-17. saniyeler arasında ve 4. vitese geçiş bölgesi olan 17-25. saniyeler arasında görülmektedir. Bu döngünün ilk aşaması olan lineer artışta gaz kelebeği tam açık pozisyonda olduğundan taşıt hızlanmaktadır, dolayısıyla motor devride artmaktadır. İkinci aşamada sürücünün debriyaja basması sinyal olarak simülasyona yansımaktadır. Bu durumda motor devri sabit kalırken vites değişikliği gerçekleşmektedir. Vites değişimi sonrasında beklenilen şekilde motor devri düşerek gaz kelebeğinin tekrar açılmasıyla motor devri tekrar yükselmektedir.



Şekil 4.5 Dört Vitesli Taşıtta Aktarılan Devir.

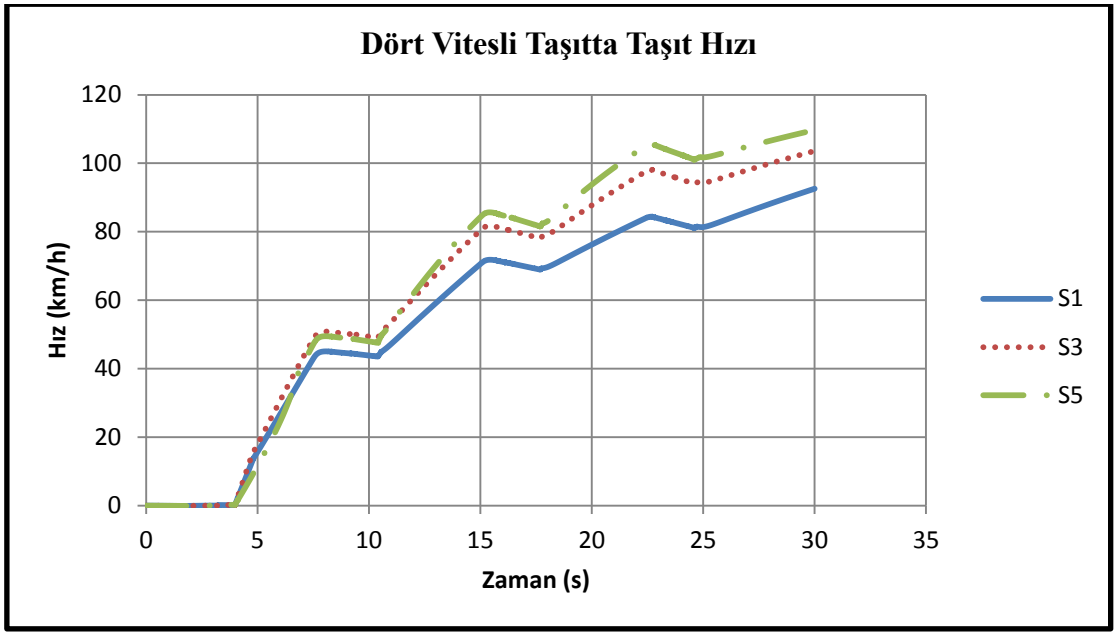
Şekil 4.6'da taşıtın kalkışı ve vites değişimleri esnasında tekerlekte oluşan kayma görülmektedir. Düşük dişli oranında kayma az gerçekleşirken dişli oranın artmasıyla iletilen torkunda artmasından dolayı kayma oranı da artmaktadır. Şekil 4.6'dan görüldüğü gibi düşük dişli oranında yalnızca kalkış esnasında gözle görülür bir kayma oluşurken dişli oranları arttıkça 1. vitesten 2. vitese geçişin başlangıcında da kayma durumu gözlenmektedir.



Şekil 4.6 Dört Vitesli Taşıtta Tekerlek Kayması.

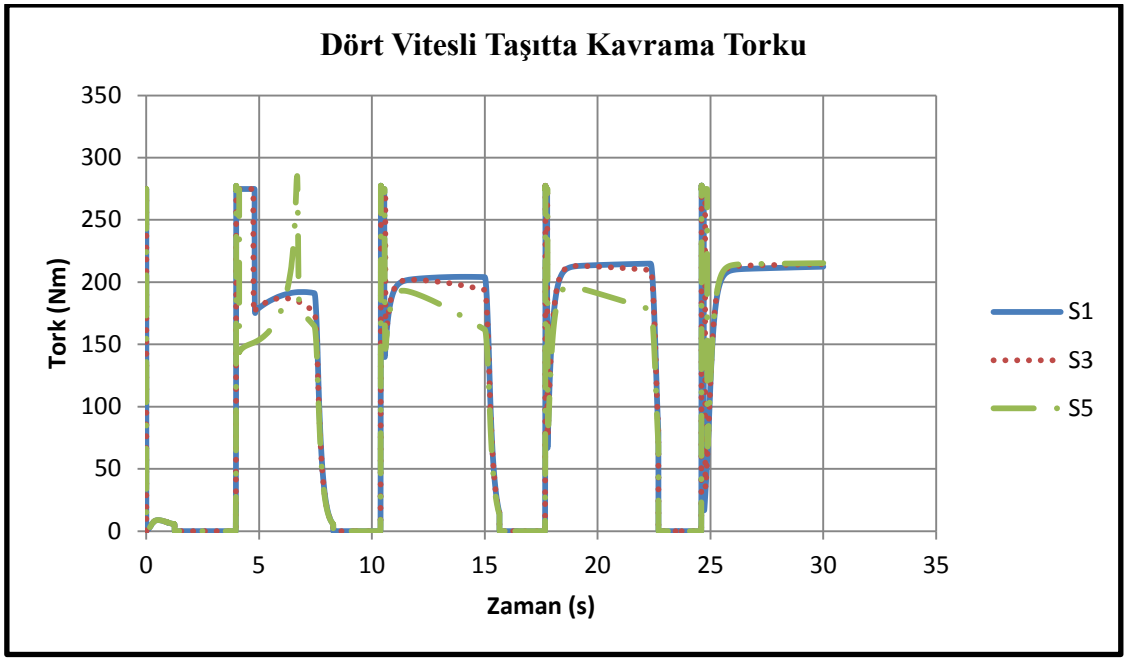
Tekerlek kayması taşıt tekerlek hızı ile motor hızı arasındaki farktan kaynaklanmaktadır. Bu farkın sebebi 1. Vites gibi yüksek redüksiyon oranlı viteslerde tahrik momentinin yüksek olması ve tutunmayı zorlaştırmasıdır. Şekil 4.7'de dört vitesli şanzıman için elde edilen taşıt hızı verileri görülmektedir. Vites değişimlerinde hızda olan dalgalanma grafikten açıkça görülmektedir. Örnek olarak 5 ila 10. saniyeler arasında üç eğri de önce lineer olarak artmış sonrasında lineer olarak düşerek tekrar lineer şekilde artışa geçmiştir. Eğrilerde bu durum benzer olarak rölantiden 1. vitese geçiş aşaması olan ilk 5 saniyede sonrasında 2. vitese geçiş bölgesi olan 5-10. saniyeler arasında, 3. vitese geçiş bölgesi 10-17. saniyeler arasında ve 4. vitese geçiş bölgesi olan 17-25. saniyeler arasında görülmektedir. Bu döngünün ilk aşaması olan lineer artışta gaz kelebeği tam açık pozisyonda olduğundan taşıt hızlanmaktadır. İkinci aşamada sürücünün debriyaja basması sinyal olarak simülasyona yansımaktadır. Bu durumda

motor devri sabit kalırken vites değişikliği gerçekleşir ve taşıt hızında lineer bir azalma ortaya çıkmaktadır. Vites değişimi sonrasında beklenilen şekilde taşıt hızı düşerek gaz kelebeğinin tekrar açılmasıyla tekrar yükselmektedir.



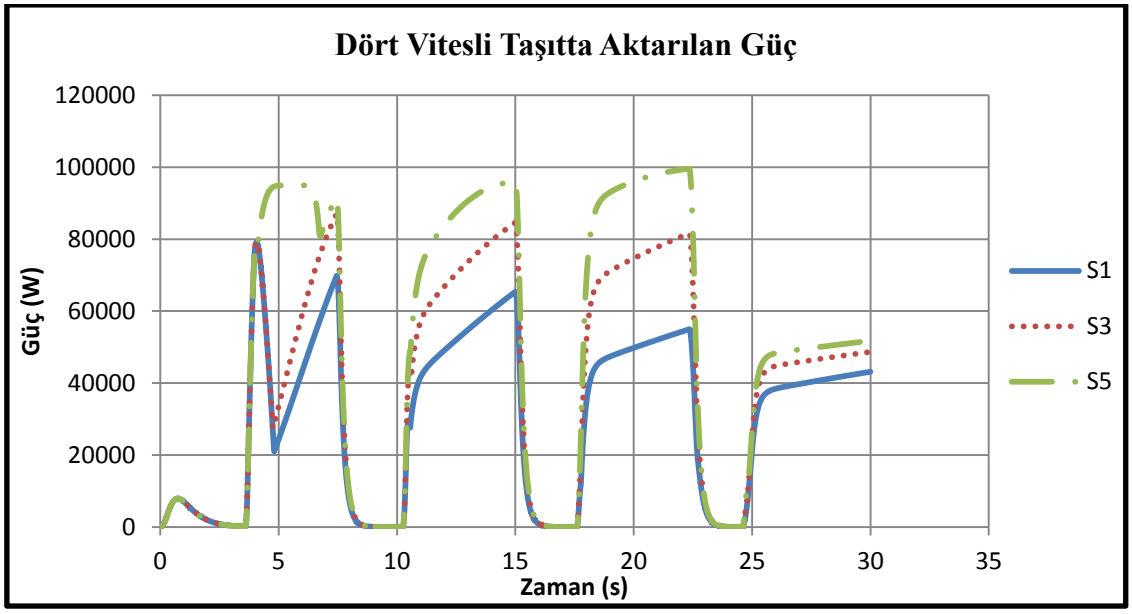
Şekil 4.7 Dört Vitesli Taşıtta Taşıt Hızı.

Şekil 4.8'de dört vitesli şanzıman için elde edilen kavrama sürtünme torku verileri görülmektedir. Vites değişimlerinde torktaki dalgalanma Şekil 4.8'de açıkça görülmektedir. Örnek olarak 5 ila 10. saniyeler arasında 3 eğri de önce lineer olarak artmış sonrasında keskin bir düşüş ve yükselişle rejime girerek doğrusal hale gelmiştir. Ardından lineer olarak düşerek 0'a ulaşmış doğrusal olarak devam edip tekrar lineer şekilde artışa geçmiştir. Eğrilerde bu durum benzer olarak rölantiden 1. vitese geçiş aşaması olan ilk 5 saniyede sonrasında 2. vitese geçiş bölgesi olan 5-10. saniyeler arasında, 3. vitese geçiş bölgesi 10-17. saniyeler arasında ve 4. vitese geçiş bölgesi olan 17-25. saniyeler arasında görülmektedir. Bu döngünün ilk aşaması olan lineer artışta gaz kelebeği tam açık pozisyonda olduğundan taşıt hızlanmaktadır. İkinci aşamada kavrama modellemesinde kullanılan baskı yayı modelinin rejime girmesinden kaynaklanan bir düzensizlik oluşmaktadır. Sonrasında kavrama tam olarak kavraştığı için düzgün doğrusal şekilde torku iletmektedir. Vites geçişi esnasında ise kavramaya gelen sürtünme torku sıfırlanıp sonrasında tekrar lineer olarak artmaktadır.



Şekil 4.8 Dört Vitesli Taşıtta Kavrama Torku.

Şekil 4.9'da dört vitesli şanzıman kullanımında aktarılan gücün verileri görülmektedir. Vites değişimlerinde güçte olan dalgalanma grafikten açıkça görülmektedir. Örnek olarak 5 ila 10. saniyeler arasında üç eğri de önce lineer olarak artmış sonrasında hemen hemen sabit kalıp eğimi sıfırlanmış ve sonrasında lineer olarak sert bir şekilde düşerek tekrar lineer şekilde artışa geçmiştir. Eğrilerde bu durum benzer olarak rölantiden 1. vitese geçiş aşaması olan ilk 5 saniyede sonrasında 2. vitese geçiş bölgesi olan 5-10. saniyeler arasında, 3. vitese geçiş bölgesi 10-17. saniyeler arasında ve 4. vitese geçiş bölgesi olan 17-25. saniyeler arasında görülmektedir. Bu döngünün ilk aşaması olan lineer artışta gaz kelebeği tam açık pozisyonda olduğundan motordan sağlanan güç lineer olarak artmaktadır. İkinci aşamada sürücünün debriyaja basması sinyal olarak simülasyona yansımaktadır. Bu durumda aktarılan güç S1 oranları için sabit kalırken S3 ve S5 oranları için kavrama kontrolündeki eksiklikten dolayı güç kesilmesi gerçekleşmektedir. Vites değişimi sonrasında beklenilen şekilde aktarılan güç düşerek gaz kelebeğinin tekrar açılmasıyla aktarılan tahrik gücü tekrar yükselmektedir.



Şekil 4.9 Dört Vitesli Taşıtta Aktarılan Güç.

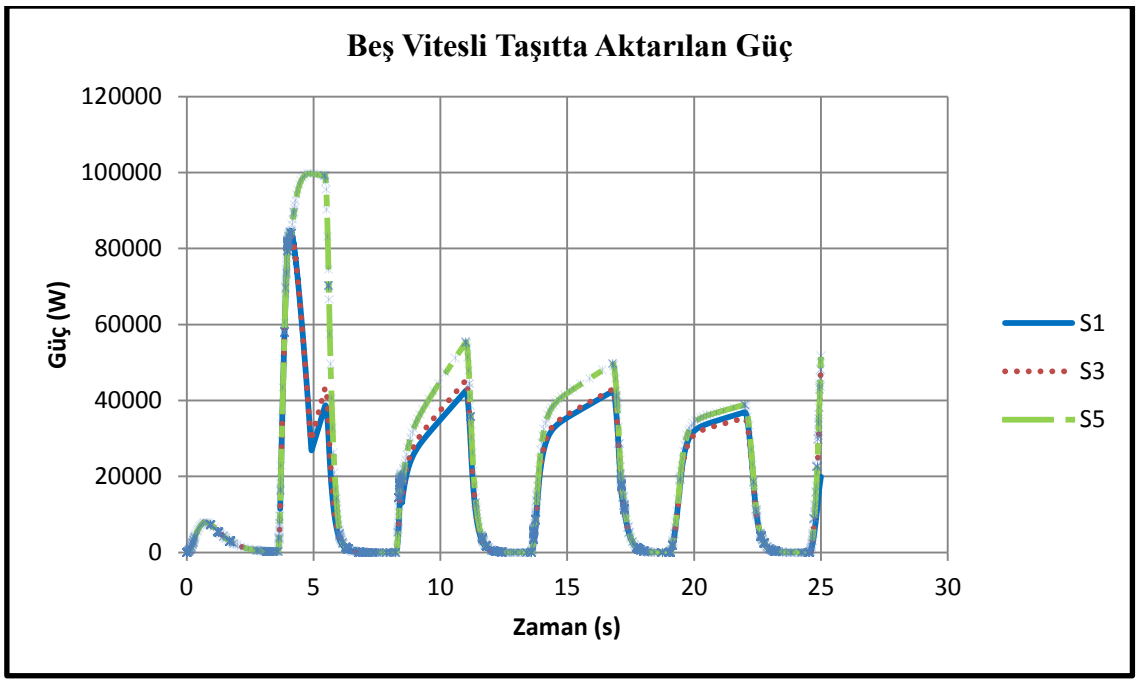
4.3 Dişli Oranı Değişiminin Beş Vitesli Manuel Şanzımana Etkileri

Oluşturulan simülasyonda kullanılan şanzımanın dişli oranlar bir ticari firmanın katalog değerlerine uygun şekilde tasarlanmıştır (S1). Temel alınan dişli oranları her bir kademe için 0.1 aralıkla arttırılmıştır. 1. vites için 4,3 değerine ulaşıldığında motor maksimum devrine ulaştığı için daha fazla arttırılamamıştır. Aynı şekilde 2. vites 2,6 - 3. vites 2,0 - 4.vites 1,6 - 5. vites 1,4 değerine kadar 0,1'er aralıkla arttırılmıştır. Grafiğin daha iyi anlaşılabilmesi amacıyla 3 dişli oranı kombinasyonu esas alınmıştır (Çizelge 4.2).

Çizelge 4.2 Beş Vitesli Şanzımanda Dişli Oranları.

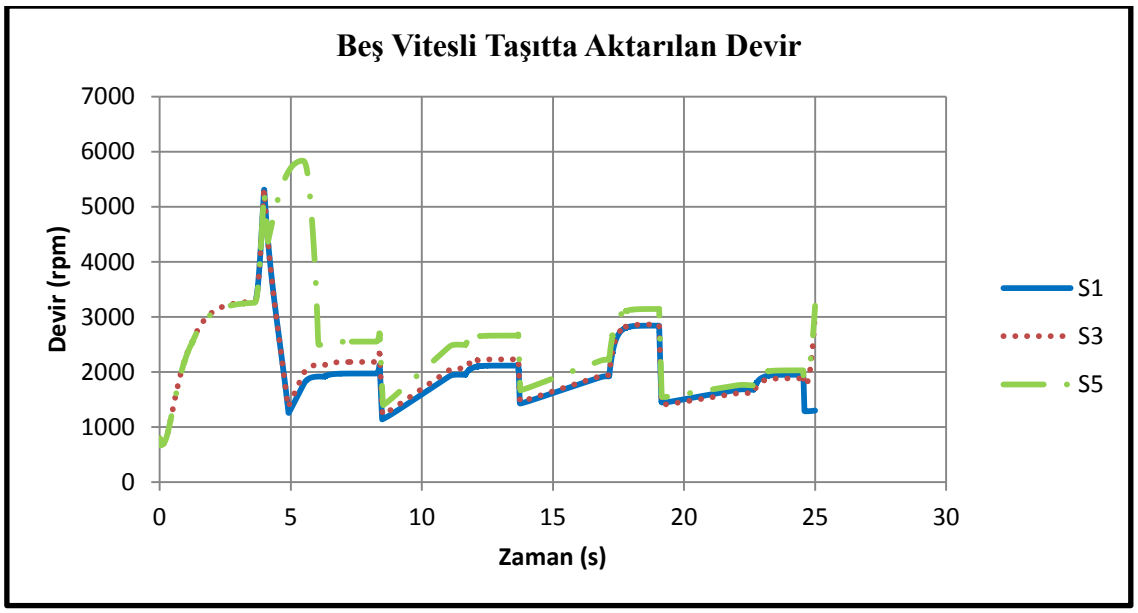
Vites Kademelerinde Dişli Oranları			
	S1	**S3**	**S5**
1. VİTES	3,58	3,9	4,1
2. VİTES	1,93	2,2	2,4
3. VİTES	1,32	1,6	1,8
4. VİTES	0,95	1,2	1,4
5. VİTES	0,77	1	1,2

Şekil 4.10'da beş vitesli şanzıman için aktarılan tahrik gücü verileri görülmektedir. Temel güç aktarma sisteminde ve dört vitesli şanzıman sisteminde elde edilen verilere paralel olarak dişli oranı arttıkça aktarılan güçte artmıştır. Vites değişimlerinde güçte olan dalgalanma grafikten açıkça görülmektedir. Örnek olarak 5 ila 8. saniyeler arasında 3 eğride önce lineer olarak artmış sonrasında hemen hemen sabit kalıp eğimi sıfırlanmış ve sonrasında lineer olarak sert bir şekilde düşerek tekrar lineer şekilde artışa geçmiştir. Eğrilerde bu durum benzer olarak rölantiden 1. vitese geçiş aşaması olan il 5 saniyede sonrasında 2. vitese geçiş bölgesi olan 5-8. saniyeler arasında, 3. vitese geçiş bölgesi 8-12. saniyeler arasında ve 4. vitese geçiş bölgesi olan 12-17. saniyeler arasında 5. vites bölgesi olan 17-22. saniyeler arasında görülmektedir. Bu döngünün ilk aşaması olan lineer artışta gaz kelebeği tam açık pozisyonda olduğundan aktarılan güç lineer olarak artmaktadır. İkinci aşamada sürücünün debriyaja basması sinyal olarak simülasyona yansımaktadır. Bu durumda aktarılan güç S1 oranları için sabit kalırken S3 ve S5 oranları için kavrama kontrolündeki eksiklikten dolayı güç kesilmesi gerçekleşmektedir. Vites değişimi sonrasında beklenilen şekilde aktarılan tahrik gücü düşerek gaz kelebeğinin tekrar açılmasıyla güç tekrar yükselmektedir.



Şekil 4.10 Beş Vitesli Taşıtta Aktarılan Güç.

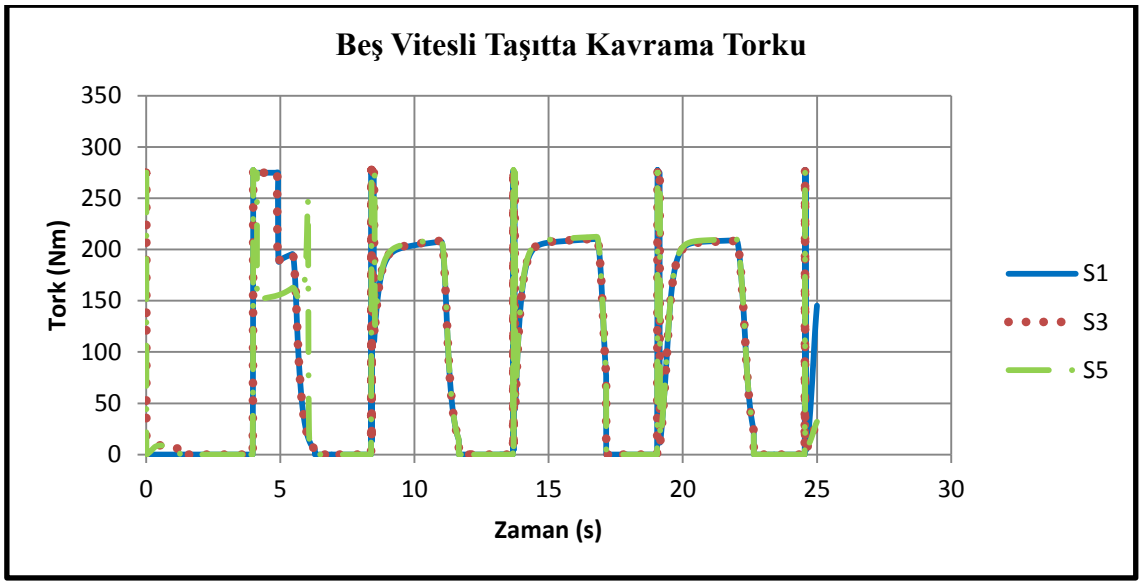
Şekil 4.11'de beş vitesli şanzıman için elde edilen aktarılan devir verileri görülmektedir. Temel güç aktarma sisteminde dört vitesli şanzımanda elde edilen verilere paralel olarak dişli oranı arttıkça motor çıkış milinin devride artmıştır. Vites değişimlerinde devirde olan dalgalanma grafikten açıkça görülmektedir. Örnek olarak 5 ila 10. saniyeler arasında 3 eğride önce lineer olarak artmış sonrasında hemen hemen sabit kalıp eğimi sıfırlanmış ve sonrasında lineer olarak sert bir şekilde düşerek tekrar lineer şekilde artışa geçmiştir. Eğrilerde bu durum benzer olarak rölantiden 1. vitese geçiş aşaması olan il 5 saniyede sonrasında 2. vitese geçiş bölgesi olan 5-8. saniyeler arasında, 3. vitese geçiş bölgesi 8-12. saniyeler arasında ve 4. vitese geçiş bölgesi olan 12-17. saniyeler arasında 5. vites bölgesi olan 17-22. saniyeler arasında görülmektedir. Bu döngünün ilk aşaması olan lineer artışta gaz kelebeği tam açık pozisyonda olduğundan taşıt hızlanmaktadır, dolayısıyla aktarılan devir de artmaktadır. İkinci aşamada sürücünün debriyaja basması sinyal olarak simülasyona yansımaktadır. Bu durumda aktarılan devir sabit kalırken vites değişikliği gerçekleşmektedir. Vites değişimi sonrasında beklenilen şekilde aktarılan devir düşerek gaz kelebeğinin tekrar açılmasıyla aktarılan devir tekrar yükselmektedir.



Şekil 4.11 Beş Vitesli Taşıtta Aktarılan Devir.

Şekil 4.12'de beş vitesli şanzıman için elde edilen kavrama sürtünme torku verileri görülmektedir. Vites değişimlerinde torktaki dalgalanma grafikten açıkça görülmektedir. Örnek olarak 5 ila 8. saniyeler arasında 3 eğride önce lineer olarak

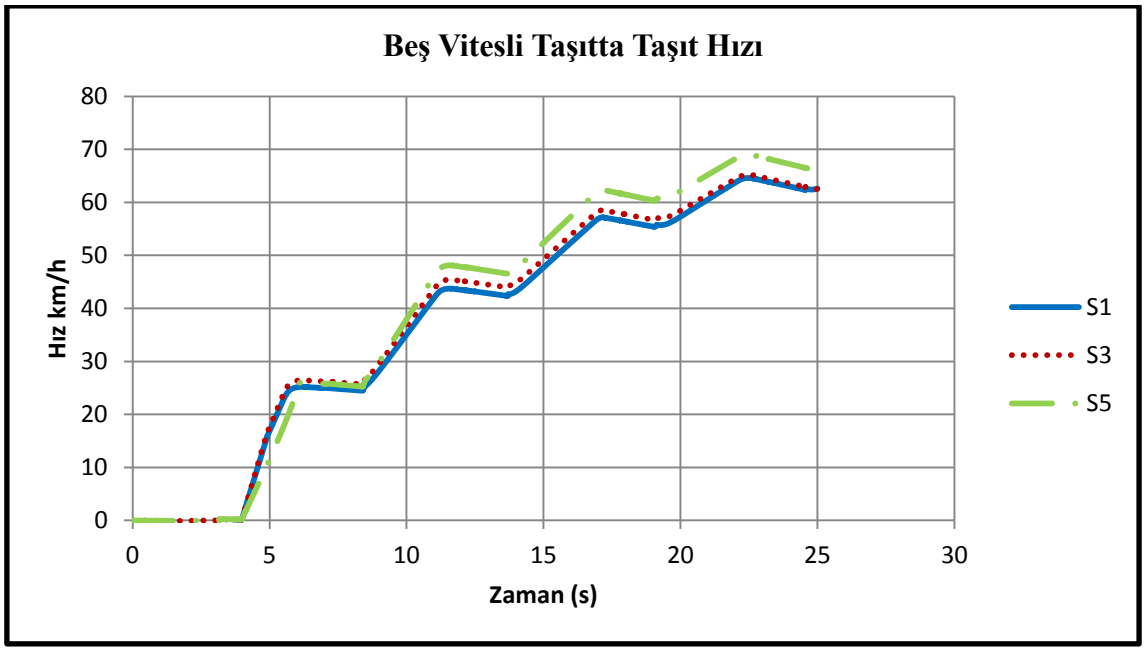
artmış sonrasında keskin bir düşüş ve yükselişle rejime girerek doğrusal hale gelmiştir. Ardından lineer olarak düşerek 0'a ulaşmış doğrusal olarak devam edip tekrar lineer şekilde artışa geçmiştir. Eğrilerde bu durum benzer olarak rölantiden 1. vitese geçiş aşaması olan ilk 5 saniyede sonrasında 2. vitese geçiş bölgesi olan 5-8. saniyeler arasında, 3. vitese geçiş bölgesi 8-12. saniyeler arasında ve 4. vitese geçiş bölgesi olan 12-17. saniyeler arasında 5. vites bölgesi olan 17-22. saniyeler arasında görülmektedir. Bu döngünün ilk aşaması olan lineer artışta gaz kelebeği tam açık pozisyonda olduğundan taşıt hızlanmaktadır. İkinci aşamada kavrama modellemesinde kullanılan baskı yayı modelinin rejime girmesinden kaynaklanan bir düzensizlik oluşmaktadır. Sonrasında kavrama tam olarak kavraştığı için düzgün doğrusal şekilde torku iletmektedir. Vites geçişi esnasında ise kavramaya gelen sürtünme torku sıfırlanıp sonrasında tekrar lineer olarak artmaktadır.



Şekil 4.12 Beş Vitesli Taşıtta Kavrama Torku.

Şekil 4.13'te beş vitesli şanzıman için elde edilen taşıt hızı verileri görülmektedir. Vites değişimlerinde hızda olan dalgalanma grafikten açıkça görülmektedir. Örnek olarak 5 ila 8. saniyeler arasında 3 eğride önce lineer olarak artmış sonrasında lineer olarak düşerek tekrar lineer şekilde artışa geçmiştir. Eğrilerde bu durum benzer olarak rölantiden 1. vitese geçiş aşaması olan il 5 saniyede sonrasında 2. vitese geçiş bölgesi olan 5-8. saniyeler arasında, 3. vitese geçiş bölgesi 8-12. saniyeler arasında ve 4. vitese geçiş bölgesi olan 12-17. saniyeler arasında 5. vites bölgesi olan 17-22. saniyeler

arasında görülmektedir. Bu döngünün ilk aşaması olan lineer artışta gaz kelebeği tam açık pozisyonda olduğundan taşıt hızlanmaktadır. İkinci aşamada sürücünün debriyaja basması sinyal olarak simülasyona yansımaktadır. Bu durumda motor devri sabit kalırken vites değişikliği gerçekleşmekte ve taşıt hızında lineer bir azalma meydana gelmektedir. Vites değişimi sonrasında beklenilen şekilde taşıt hızı düşerek gaz kelebeğinin tekrar açılmasıyla tekrar yükselmektedir.

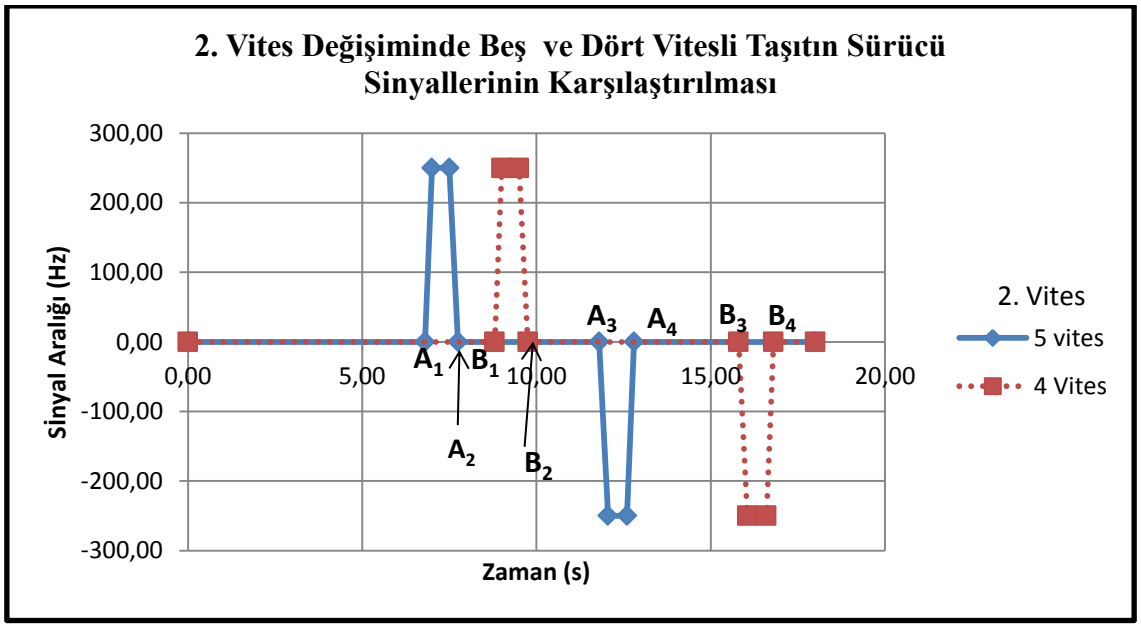


Şekil 4.13 Beş Vitesli Taşıtta Taşıt Hızı.

4.4 Dört ve Beş Vitesli Şanzımanın Taşıt Üzerine Etkilerinin Karşılaştırılması

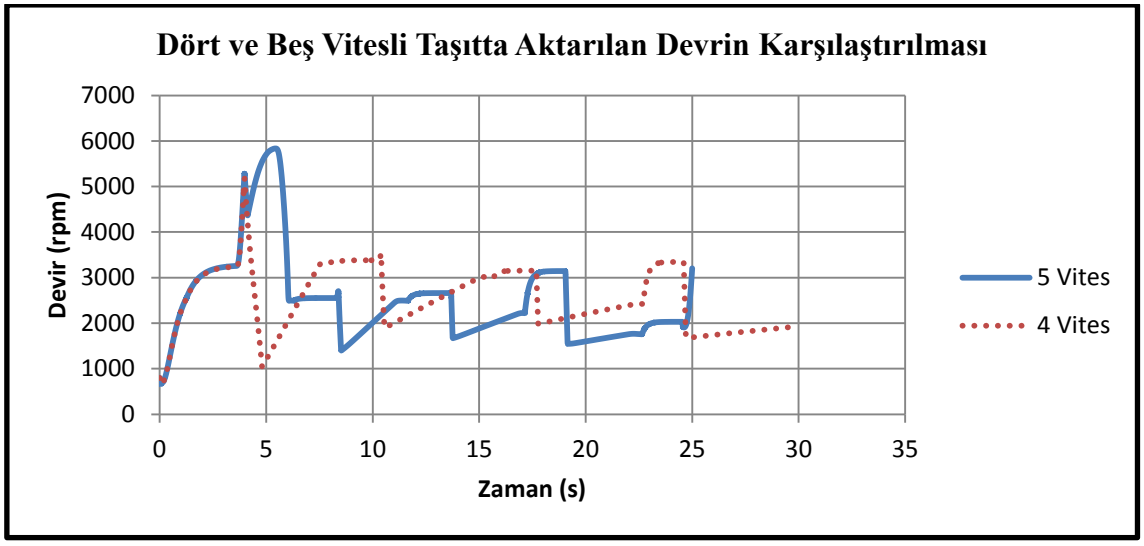
Taşıtlarda şanzımanların vites sayısının taşıta olan etkilerini incelemek amacıyla dört ve beş vitesli taşıtın motor devri, kavrama sürtünme torku, tekerlek kayma değerleri ve sürücü sinyalleri karşılaştırılmıştır. Şekil 4.14'te sürücü sinyallerinin diğer kademeler içinde örnek olması için 2. vites geçişindeki durumlarının karşılaştırılması verilmiştir. 2. vites için sürücünün davranışını karakterize eden sinyaller dört ve beş vitesli taşıtta aynı vites kademesindeki geçiş zamanlamasını farklı olduğunu göstermektedir. Beş vitesli taşıtta A_1 noktasında senkromeç 2. vites dişlisi ile kavraşmaya başlamakta, A_2 noktasında kavraşmayı tamamlanmaktadır. A_3 noktasında senkromeç 2. vites dişlisinde ayrılmaya başlamakta ve A_4 noktasında ayrılma tamamlanmaktadır. Aynı şekilde dört vitesli taşıtta 2. vites dişlisi ile senkromeç B_1 noktasında kavraşmaya başlamakta ve B_2 noktasında kavraşma tamamlanmaktadır. B_3 noktasında senkromeç 2. vites dişlisinden

ayrılmaya başlamakta ve ayrılma B_4 noktasında tamamlanmaktadır. Beş vitesli taşıt 2. viteste 4,85 ($A_1 - A_4$) saniye giderken dört vitesli taşıtta 7,1 ($B_1 - B_4$) saniye gitmiştir. Şekil 4.15 ve Şekil 4.16'dan görüldüğü gibi bu durum dört vitesli taşıtın 2. viteste daha yüksek devire çıkmasına ve daha yüksek kavrama torku iletmesine sebep olmaktadır. Bu durumda, beş vitesli şanzıman kullanımı taşıtın yakıt sarfiyatı açısından daha ekonomik olmasına imkân vermektedir.



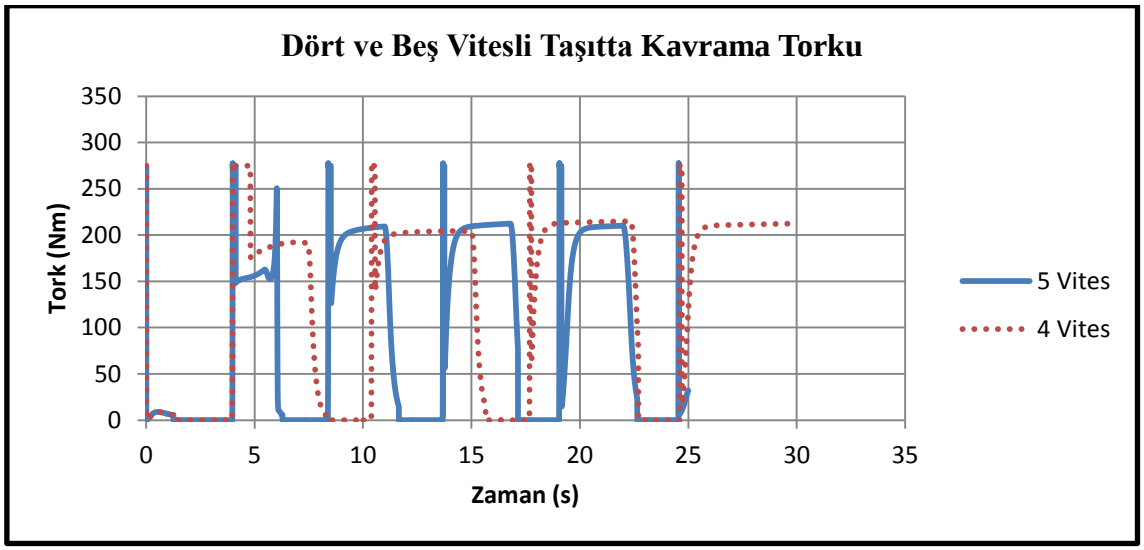
Şekil 4.14 Dört ve Beş Vites Sürücü Sinyallerinin Karşılaştırması.

Taşıtlarda şanzımanların vites sayısının taşıta olan etkilerini incelemek amacıyla dört ve beş vitesli taşıtın motor devri, kavrama sürtünme torku ve tekerlek kayma değerleri karşılaştırılmıştır. Şekil 4.15'te motor devirlerinin karşılaştırılması görülmektedir. Grafikten görüldüğü gibi eğriler karakteristik olarak birbirinin hemen hemen aynısıdır. Ancak vites değişim zamanlarının ve vites sayılarının farklılıklarından dolayı maksimum ve minimum noktaları farklı oluşup farklı profiller oluşmuştur. Dört vitesli taşıtta aktarılan devir aynı vitesin maksimum noktalarında beş vitesli taşıta göre ortalama %19 daha yüksek olmaktadır.



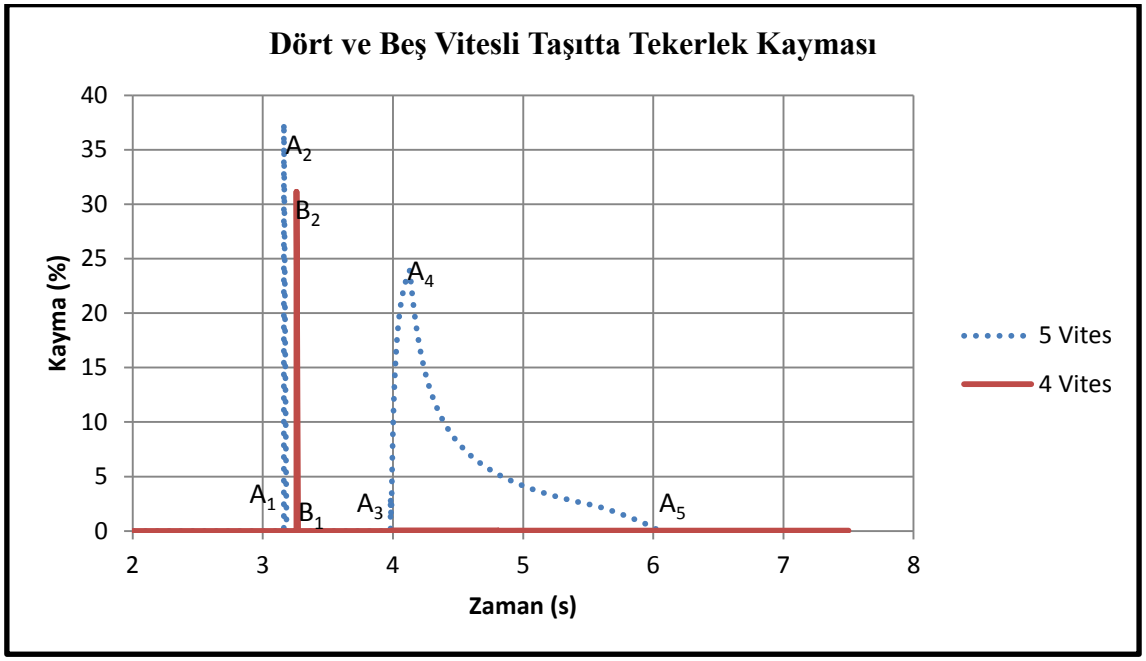
Şekil 4.15 Dört ve Beş Vitesli Taşıtta Aktarılan Devrin Karşılaştırılması.

Şekil 4.16'de kavrama sürtünme torku verilerinden elde edilen eğriler verilmiştir. Grafikten de görüldüğü gibi eğriler karakteristik olarak benzer şekilde oluşmuştur. Bu durumun en önemli sebebi ise şanzımanda dişli sayısının değişmesine rağmen aynı kavrama alt sisteminin simülasyon için kullanılmasıdır. Ancak vites değişim sinyallerinin farklı olmasından dolayı profil benzer olmasına rağmen maksimum ve minimum noktaları farklı yerlerde ortaya çıkmaktadır. Dört vitesli taşıtın aktardığı kavrama torku beş vitesli taşıtın aynı vites kademelerinden %2 daha düşük olmaktadır.



Şekil 4.16 Dört ve Beş Vitesli Taşıtta Kavrama Torkunun Karşılaştırılması.

Tekerlek kayması taşıt tekerlek hızı ile motor hızı arasındaki farktan kaynaklanmaktadır. Bu farkın sebebi 1. vites gibi yüksek redüksiyon oranlı viteslerde tahrik momentinin yüksek olması ve tutunmayı zorlaştırmasıdır. Şekil 4.17'de tekerlek kayması verilerin karşılaştırılması verilmiştir. Dört vitesli şanzımanın kullanıldığı taşıt modelinde sadece kalkış anında gözle görülür bir kayma gerçekleşmiştir.



Şekil 4.17 Dört ve Beş Vitesli Taşıtta Tekerlek Kaymasının Karşılaştırılması.

B_1 noktası kaymanın başladığı B_2 noktası sonlanmaya geçtiği noktadır. Aynı şekilde beş vitesli taşıtta 1. vites için A_1 noktasında kayma başlamakta ve A_2 noktasında sonlanmaktadır. Ayrıca 2. vitese geçiş esnasında A_3 noktasıyla başlayan A_4 noktasında %23,9 kayma değerine ulaşan ve A_5 noktasında sonlanan bir kayma gözlenmektedir. Bu durumun sebebi beş vitesli şanzımanın 1. ve 2. vites dişli oranların yüksek olmasından dolayı daha fazla torkun iletilmesidir.

5. SONUÇLAR

Yapılan simülasyonlarda şanzımandaki dişli oranlarının taşıt üzerindeki temel etkilerini incelemek amacıyla güç aktarma sisteminin toplam dişli oranı 0,1 den 2'ye kadar 0,1 değer aralığı ile arttırılmıştır. Elde edilen sonuçlar göstermektedir ki sistem genelindeki toplam dişli oranı arttıkça aktarılan devri, aktarılan güç, dişli grubun giriş ve çıkışında devir sayıları artmaktadır. Ancak, 1,8 dişli oranından itibaren 20 s den sonra aktarılan güçte maksimum değere ulaşılarak elde edilen efektif güç azalmaya başlamıştır. Dişli oranın artması ile daha kısa sürede maksimum güce ulaşılması sağlanmaktadır.

Dört ve Beş vitesli taşıtlarda dişli oranlarının değişiminin taşıta etkileri de incelenmiştir. Dişli oranı arttıkça aktarılan devir, taşıt hızı, aktarılan güç kavrama sürtünme torku ve tekerlek kayması artmıştır. Ancak kavrama sürtünme torkunda, kavrama modellemesinde kullanılan baskı yayı modelinin rejime girmesinden kaynaklanan bir düzensizlik oluşmaktadır.

Taşıtlarda şanzımanların vites sayısının taşıta olan etkilerini incelemek amacıyla dört ve beş vitesli taşıtın motor devri, kavrama sürtünme torku ve tekerlek kayma değerleri de karşılaştırılmıştır. Simülasyon sonucundan elde edilen motor devri ve kavrama torku eğrileri karakteristik olarak birbirine benzer oluşmuştur. Ancak eğriler dişli sayısı, dişli oranı ve kavrama kontrolüne giden sinyalin farklı olmasından dolayı tam örtüşememektedir. Vites sayısının artması devir sayısını ve kavrama sürtünme torkunu genel olarak azaltmıştır. Tekerlek kaymasında dört vitesli şanzımandan farklı olarak beş vitesli şanzımanda 2. Vites geçişinde kayma oluşmaktadır. Bu durum beş vitesli şanzımanda 1. ve 2. vites dişli oranların 4 vitesli şanzımana göre daha yüksek olmasından kaynaklanmaktadır.

Taşıtlarda yakıt tüketimi taşıtın motor torku, motor gücü ve devir sayısına bağlı olmasının yanı sıra kavrama şanzıman gibi güç aktarma organlarından elde edilen tork, güç ve devir aktarımı gibi parametrelerle doğrudan ilişkilidir. Dört vitesli taşıt ile beş vitesli taşıtın 2 - 3 ve 4. vitesleri karşılaştırıldığında beş vitesli taşıtta daha düşük devirlerde ikinci, üçüncü ve dördüncü vites kademeleri sağlanmıştır (Şekil 4.15). Dolayısıyla 1. vites hariç beş vitesli taşıtta yakıt tüketimi daha az olmaktadır. 1. vites de dört vitesli taşıtın yakıt tasarrufu açısından daha ekonomik olmasının sebebi redüksiyon oranının beş vitesli şanzımanın 1. vitesinden düşük olmasıdır.

Dört vitesli taşıtta aktarılan devir aynı vites kademesi için beş vitesli taşıta göre ortalama %19 daha yüksek olmaktadır. Dört vitesli taşıtın aktardığı kavrama torku beş vitesli taşıtın aynı vites kademelerinden %2 daha düşük olmaktadır. Dört vitesli taşıtta aynı vites kademesi için beş vitesli taşıta göre daha yüksek devir aktarılmasına rağmen daha düşük tork iletilmektedir. Bu durum da beş vitesli taşıtın yakıt tasarrufu açısından daha etkin bir çözüm olduğunu göstermektedir.

Yapılan çalışmaya benzer simülasyon çalışmaları AR-GE'nin temelini oluşturmaktadır. Hardware in the loop (HIL) ve deneysel çalışmalarla sürecin devam ettirilmesi ortaya çıkabilecek eksiklikleri en aza indirecektir.

6. KAYNAKLAR

Baraszu, R. C., & Cikanek, S. R. (2002). Torque Fill-In fo an Automated Shift Manual Transmission in a Parallel Hybrid Electric Vehicle. *American Control Conference*, 1431 - 1436.

Butler, K. L., Ehsani, M., & Kamath, P. (1999). A Matlab-based modeling and simulation package for electric and hybrid electric vehicle design. *IEEE Transactions on Vehicular Technology* ***48 (6)***, 1770-1778.

Camcı, A. T. (2013). Hafif Elektrikli Araçlarda Sürekli Değişken Ornalı Şanzıman Kullanılarak Menzil ve Performansın Arttırılması. *TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Mikro ve Nanoteknoloji A.B.D.*

Cipek, M., Pavkovic, D., & Petric, a. J. (2013). A control-oriented simulation model of a power-split hybrid electric vehicle. *Applied Energy*, 121-133.

Delkhosh, M., & Foumani, M. S. (2013). Optimisation of full-toroidal continuously variable transmission in conjunction with fixed ratio mechanism using particle swarm optimisation . *Vehicle System Dynamics*, ***51*****(5)**, 671-683.

Fredriksson, J., & Egardt, B. (2000). Nonlinear Control applied to Gearshifting in Automated Manual Transmissions . Sydney, Australia: Proceedings ofthe 3p IJCEE Conference on Decision and Control .

Galvagno, E., Velardocchia, M., & Vigliani, A. (2011). Dynamic and kinematic model of a dual clutch transmission . *Mechanism and Machine Theory*, 794-805.

Gao, B., Chen, H., Ma, Y., & Sanada, K. (2011). Design of nonlinear shaft torque observer for trucks with Automated Manual Transmission . *Mechatronics* **(21)**, 1034-1042.

Goetz, M., Levesley, M. C., & Corolla, D. A. (2004). Integrated Powertrain Control of Gearshifts on Twin Clutch Transmissions. *SAE*, 2004-01-1637.

Greiner, J., Doerr, C., Nauerz, H., & Graeve, M. (2004). The New "7G-TRONIC" of Mercedes-Benz: Innovative Transmission Technology for Better Driving Performance, Comfort and Fuel Economy. *SAE paper*, No. 2004-01-0649.

Grobpietsch, W., & Sudau, T. (2000). Dual Clutch for Power-Shift Transmissions – A Traditional Engaging Element with New Future. *VDI- Berichte Nr. 1565*, 259-273.

He, H., Liu, Z., Zhu, L., & Liu, X. (2012). Dynamic Coordinated Shifting Control of Automated Mechanical Transmissions without a Clutch in a Plug-In Hybrid Electric Vehicle . *Energies*, 3094 - 3109.

Horn, J., Bamberger, J., Michau, P., & Pindl, S. (2003). Flatness-based clutch control for automated manual transmissions. *Control Engineering Practice* **(11),** 1353 - 1359.

Janarthanan, B., Padmanabhan, C., & Sujatha, C. (2012). Longitudinal dynamics of a tracked vehicle: Simulation and experiment. *Journal of Terramechanics*, 63-72.

Jo, H. S., Park, Y. I., Lee, J. M., Lee, H. -D., & Sul, S. -K. (2000). A development of an advanced shift control algorithm for a hybrid vehicles with automated manual transmission. *Int. J. Heavy Veh. Syt.*, 7, 281 - 298.

Kermani, S., Delpart, S., Guerra, T. M., Trigui, R., & Jeanneret, B. (2012). Predicitive energy management for hybrid vehicle. *Control Enginering Practice*, 408 - 420.

Keulen, T. v., Mullem, D. v., Jager, B. d., Kessels, J. T., & Steinbuch, M. (2012). Design, implementation and experimental validation of optimal power split control for hybrid electric trucks. *Control Engineering Practice* **(20)**, 547-558.

Kim, D., Yang, K., Hong, K. S., Hahn, J. O., & Lee, K. I. (2003). Lee, Smooth shift control of automatic transmissions using a Robust adaptive scheme with intelligent supervision. *International Journal of Vehicle Design **32 (3/4)***, 250-272.

Kluger, M. A., & Long, D. M. (1999). An Overview of Current Automatic, Manual and Continuously Variable Transmission Efficiencies and Their Projected Future Improvements. *SAE* , 1999-01-1259.

Kondo, M., Hasegawa, Y., Takanami, Y., Arai, K., Tanaka, M., & Kinoshita, M. (2007). Toyota AA80E 8-Speed Automatic Transmission with Novel Powertrain Control System. *SAE paper*, No. 2007-01-1311.

Kulkarni, M., Shim, T., & Zhang, Y. (2007). Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions. *Mechanism and Machine Theory*, 168–182.

Kuo, K.-L. (2011). Simulation and Analysis of the Shift Process for an Automatic Transmission . *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 341-347.

Lechner, G., & Naunheimer, H. (1999). *Automotive Transmissions Fundamentals Selection Design And Aplication.* Stutgart and Augsburg: Springer.

Liao, C. L., Zhang, J. Z., & Lu, Q. C. (2005). Coodinated powertrain control method for shifting process of automated mechanical transmission in the hybrid electric vehicle. *Chin. J. Mech. Eng.*, **41**, 37 - 41.

Liu, Y., Qin, D., Jiang, H., & Zhang, Y. (2014). Shift control strategy and experimental validation for dry dual clutch transmissions. *Mechanism and Machine Theory*, 41-53.

Liu, Y., Qin, D., Jiang, H., Liu, C., & Zhang, Y. (2011). Clutch torque formulation and calibration for dry dual clutch transmissions . *Yi Zhang*, 218-227.

Lu, X. T., & Hou, G. Z. (2004). Intoduction of the AMT control system stucture and main foreign AMT products. *Chin. Automob. Technol.*, **45**, 19 - 22.

Megli, T. W., Haghgooie, M., & Colbin, D. S. (1999). Shift Characteristics of A 4-Speed Automatic Transmission. *SAE* , 1999-01-1060.

Ngo, V., Hofman, T., Steinbuch, M., & Serrarens, A. (2012). Optimal control of the gearshifting command for hybrid electic vehicles. *IEEE Trans. on Veh. Technol.*, 3531-33543.

Petterson, M., & Nielsen, L. (2000). Gear Shifting by Engine Control. *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, **5**, 19- 22.

Powell, B. K., Bailey, K. E., & Cikanek, S. R. (1998). Dynamic modeling and control of hybrid electric vehicle powertrain systems. *IEEE Control Systems Magazines **18 (5)***, 17-33.

Scherer, H. (2003). ZF 6-Speed Automatic Transmission for Passenger Cars. *SAE paper*, No. 2003-01-0596.

Shojaeefard, M. H., Talebitooti, R., & Satri, S. Y. (2013). Optimum Design of 1st Gear Ratio for 4WD Vehicles Based on Vehicle Dynamic Behaviour. *Hindawi Publishing Corporation Advances in Mechanical Engineering*(Article ID 474872, 9 pages).

Srivastava, N., & Haque, I. (2009). Nonlinear dynamics of a friction-limited drive: Application to a chain continuously variable transmission (CVT) system. *Journal of Sound and Vibration* **(321)**, 319-341.

Tsai, L. W., Schultz, G., & Higuchi, N. (2001). A novel parallel hybrid transmission. *Journal of Mechanical Design, ASME Transaction **123 (2)***, 161-168.

Walker, P. D., & Zhang, N. (2012a). Investigation of synchroniser engagement in dual clutch transmission equipped powertrains. *Journal of Sound and Vibration*, 1398-1412.

Walker, P. D., & Zhang, N. (2012b). Engagement and control of synchroniser mechanisms in dual clutch transmissions. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 320-332.

Walker, P. D., & Zhang, N. (2013). Modelling of dual clutch transmission equipped powertrains for shift transient simulations. *Mechanism and Machine Theory*, 47-59.

Walker, P. D., Zhang, N., & Tamba, R. (2011). Control of gear shifts in dual clutch transmission powertrains . *Mechanical Systems and Signal Processing*, 1923-1936.

Yamamoto, Y., Nishida, M., Suzuki, K., Saitou, M., & Tsutsui, H. (2001). New Five-Speed Automatic Transmission for FWD Vehicles. *SAE paper* , No.2001-01-0871.

Yasuoka, M., Uchida, M., Katakuta, S., & Yoshino, T. (1999). An Integrated control Algorithm for an SI Engine and CVT. *SAE*, 1999-01-0752.

Yulong, L., Xingzhong, L., Weipeng, L., & Hanyong. (2011). Hydraulic System Optimization and Dynamic Characteristic Simulation of Double Clutch Transmission. *3rd International Conference on Environmental Science and Information Application Technology* (s. 1065 - 1070). Procedia Environmental Sciences.

Zhang, Y., Zou, Z., Chen, X., Zhang, X., & Tobler, W. (2003). Simulation and analysis of transmission shift dynamics. *International Journal of Vehicle Design **32 (3/4)*** , 556 - 561.

Zhao, Z., Chen, H., & Wang, Q. (2014). Sliding Mode Variable Structure Control and Real-Time Optimization of Dry Dual Clutch Transmission during the Vehicle's Launch. *Hindawi Publishing Corporation Mathematical Problems in Engineering*, Article ID 494731, 18 pages.

Zheng, C. H., Lim, W. S., & Cha, S. W. (2011). Performance Optımızatıon Of CVT For Two-Wheeled Vehıcles . *International Journal of Automotive Technology, **12*****(3)***, 461-468.

Zou, Z., Zhang, Y., Zhang, X., & Tobler, W. (2001). Modeling and simulation of traction drive dynamics and control. *Journal of Mechanical Design, ASME Transaction **123 (4)***, 556-561.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Faruk Emre AYSAL

Doğum Yeri ve Tarihi : Balıkesir, 12.05.1989

Yabancı Dili : İngilizce

İletişim (Telefon/e-posta) :+90 505 744 85 95 / faysal@aku.edu.tr

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Özel İzmir Çağdaş Eğitim Koleji, 2006

Lisans : Pamukkale Üniversitesi Makine Mühendisliği, 2011

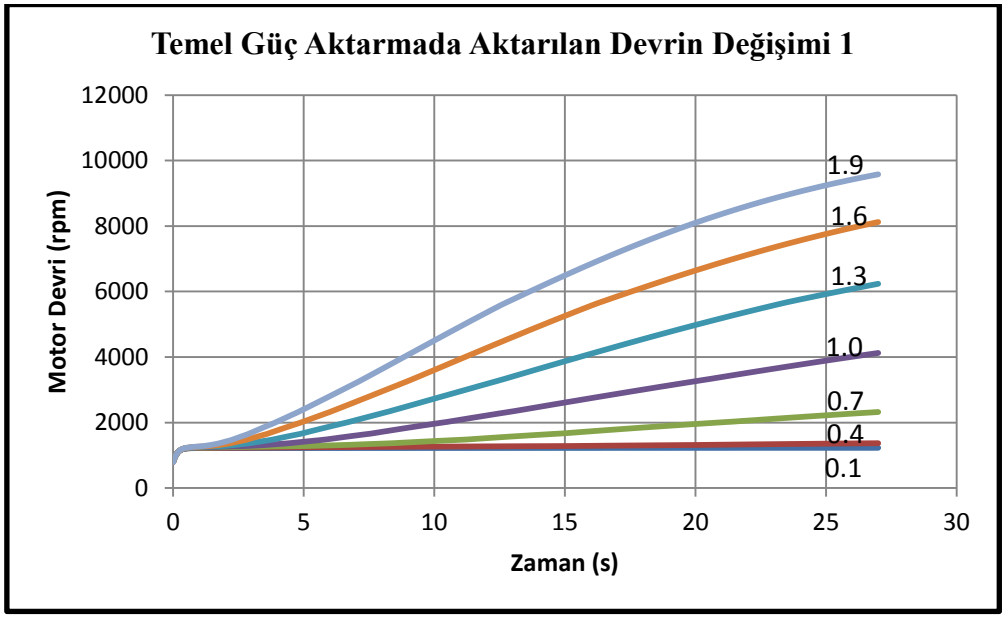
Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl:

Afyon Kocatepe Üniversitesi, 2012 -

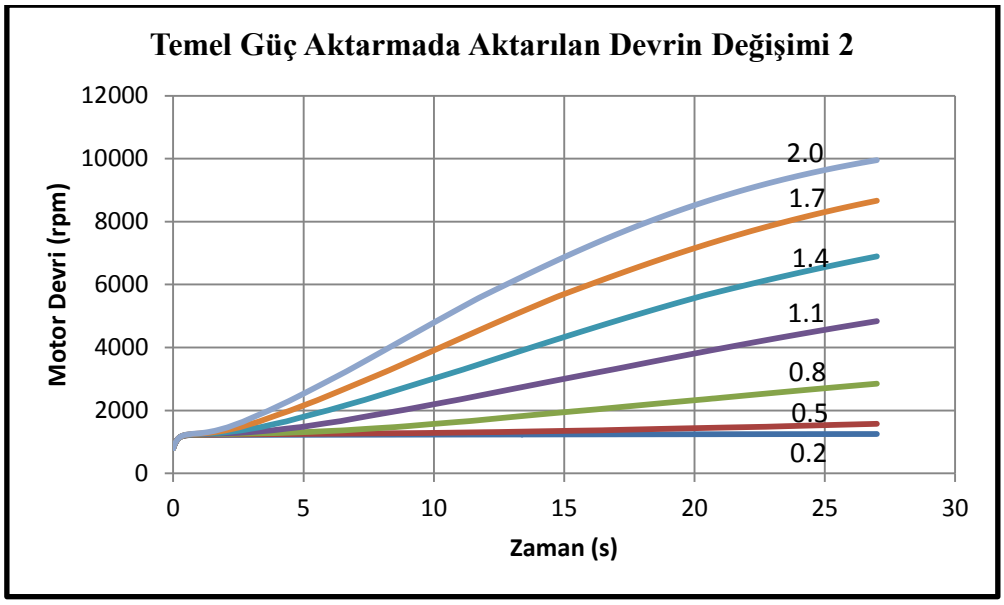
Yayınları (SCI ve diğer) :

Diğer konular

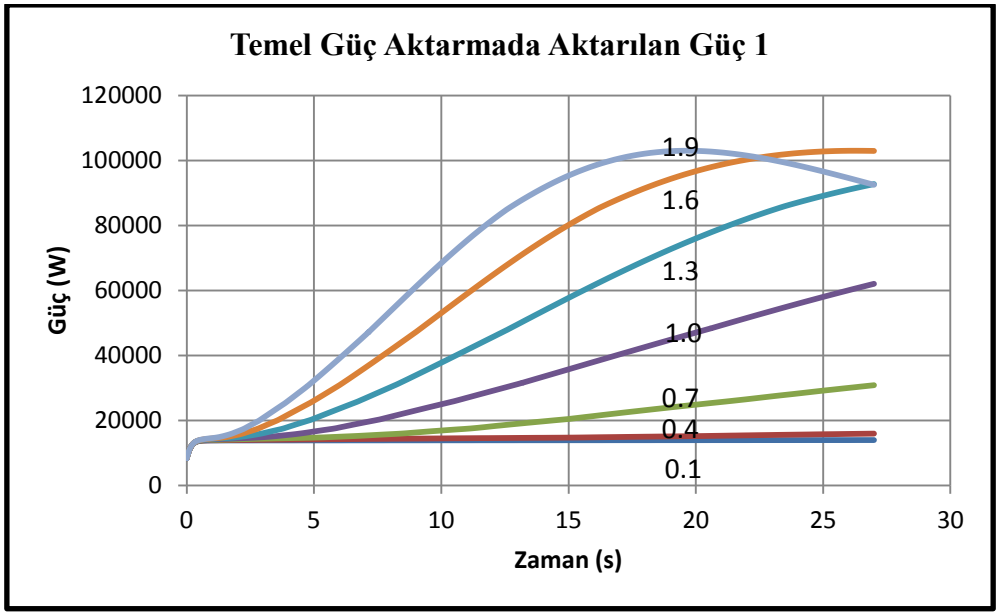
7. EKLER



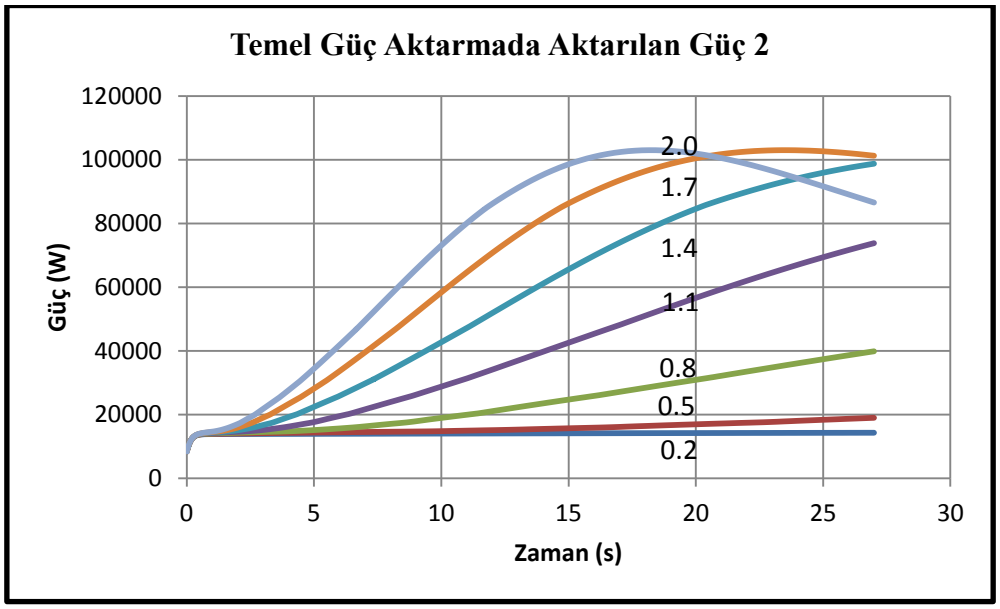
Şekil 7.1 Temel Güç Aktarmada Aktarılan Devrin Değişimi 1.



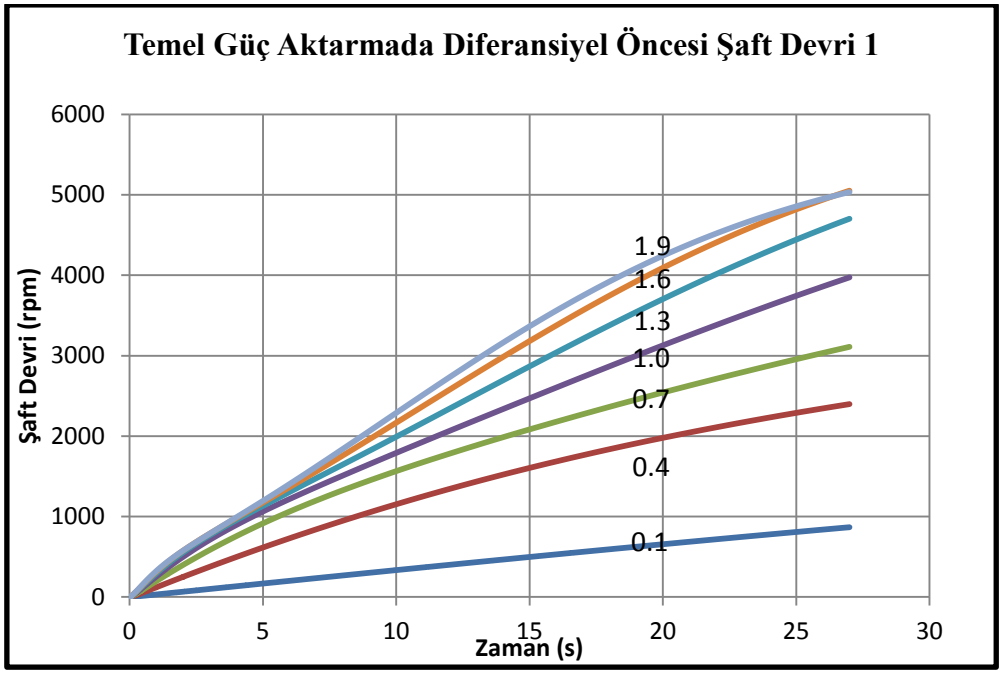
Şekil 7.2 Temel Güç Aktarmada Aktarılan Devrin Değişimi 2.



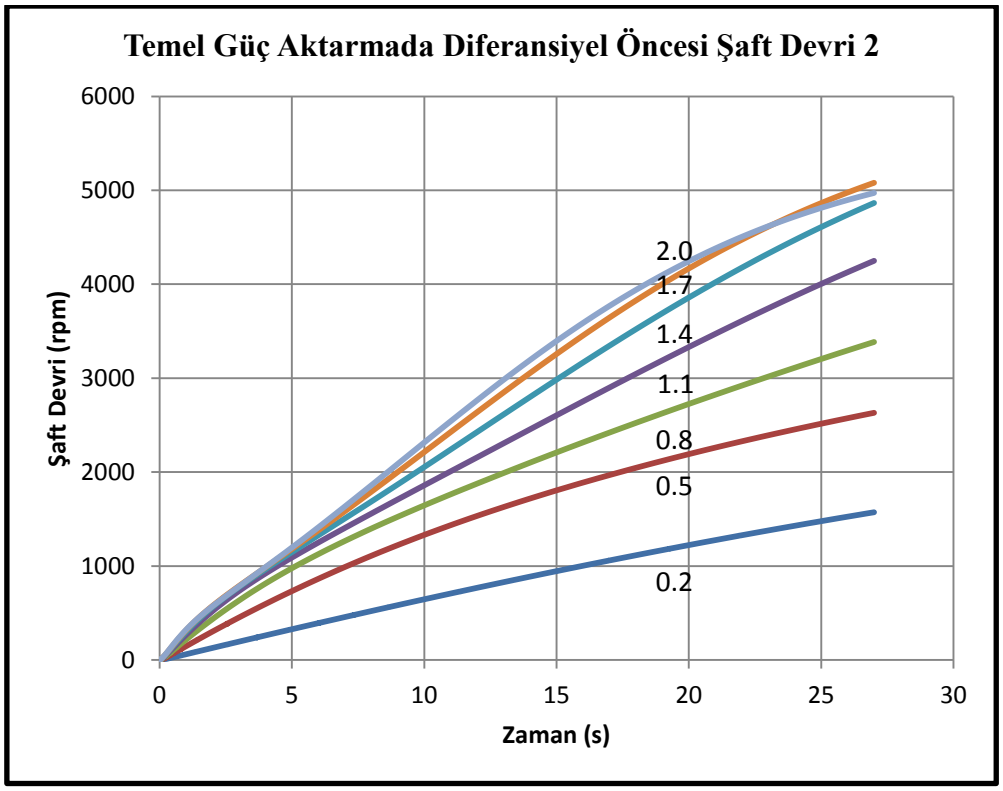
Şekil 7.3 Temel Güç Aktarmada Aktarılan Güç 1.



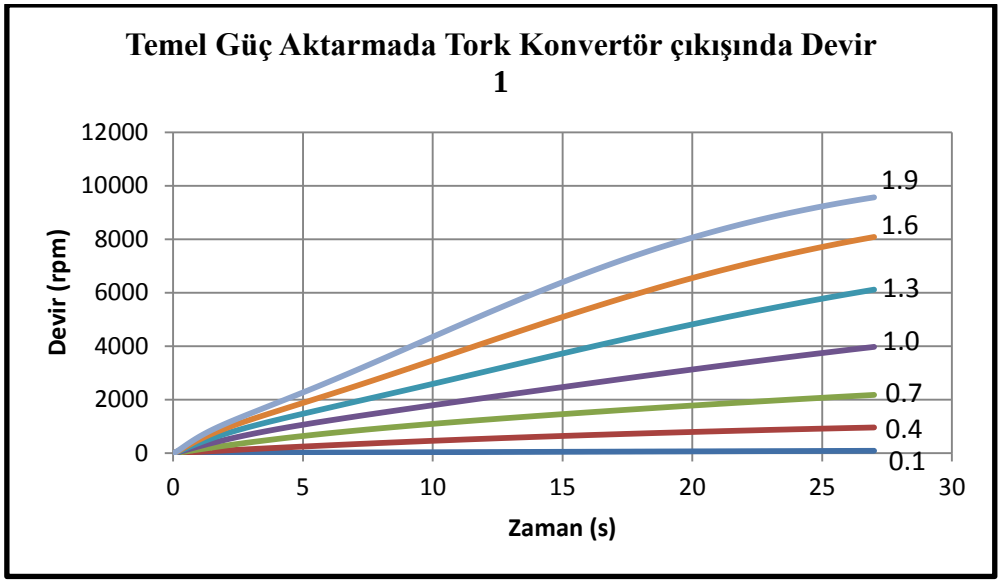
Şekil 7.4 Temel Güç Aktarmada Aktarılan Güç 2.



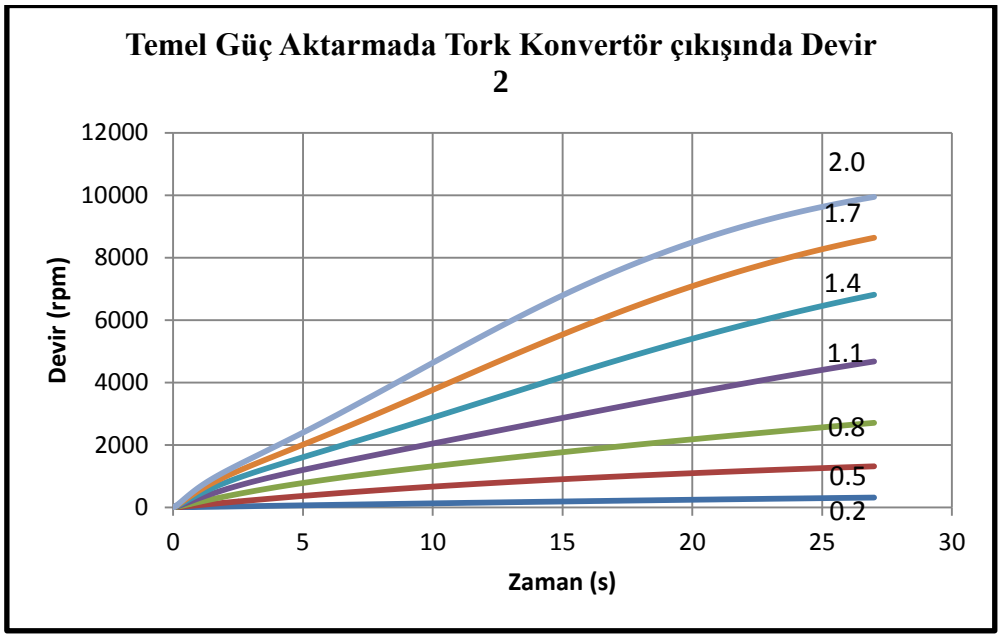
Şekil 7.5 Temel Güç Aktarmada Diferansiyel Öncesi Şaft Devri 1.



Şekil 7.6 Temel Güç Aktarmada Diferansiyel Öncesi Şaft Devri 2.



Şekil 7.7 Temel Güç Aktarmada Tork Konvertör çıkışında Devir 1.



Şekil 7.8 Temel Güç Aktarmada Tork Konvertör çıkışında Devir 2.