

**BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ TEZLİ YÜKSEK LİSANS PROGRAMI**

**TAKTİK TEKERLEKLİ ARAÇLARDA
HİDROSTATİK TRANSMİSYON MODELİ TASARIM KRİTERLERİ
VE
HİDROMEKANİK TRANSMİSYON KARŞILAŞTIRMASI**

HAZIRLAYAN

ÖMER ARIDURU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ANKARA - 2020

**BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ TEZLİ YÜKSEK LİSANS PROGRAMI**

**TAKTİK TEKERLEKLİ ARAÇLARDA
HİDROSTATİK TRANSMİSYON MODELİ TASARIM KRİTERLERİ
VE
HİDROMEKANİK TRANSMİSYON KARŞILAŞTIRMASI**

HAZIRLAYAN

ÖMER ARIDURU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TEZ DANIŞMANI

DR. ÖĞR. ÜYESİ ANDAÇ TÖRE ŞAMILOĞLU

ANKARA - 2020

BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Makine Mühendisliği Tezli Yüksek Lisans Programı çerçevesinde Ömer ARIDURU tarafından hazırlanan bu çalışma, aşağıdaki jüri tarafından Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Tez Savunma Tarihi: 09 / 09 / 2020

Tez Adı: Taktik Tekerlekli Araçlarda Hidrostatik Transmisyon Modeli Tasarım Kriterleri Ve Hidromekanik Transmisyon Karşılaştırması

Tez Jüri Üyeleri (Unvanı, Adı - Soyadı, Kurumu)

İmza

Prof Dr. Bedri TUÇ / BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ

.....

Dr. Öğr. Üyesi Emir KUTLUAY / HACETTEPE ÜNİVERSİTESİ

.....

Dr. Öğr. Üyesi Andaç Töre ŞAMİLOĞLU / BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ

.....

ONAY

Prof. Dr. Faruk ELALDI

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Tarih : ... / ... /

BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ
YÜKSEK LİSANS / DOKTORA TEZ ÇALIŞMASI ORJİNALLİK RAPORU

Tarih: 14 / 09 / 2020

Öğrencinin Adı, Soyadı : Ömer ARIDURU

Öğrencinin Numarası : 21810037

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Programı : Makine Mühendisliği Tezli Yüksek Lisans

Danışmanın Unvanı/Adı, Soyadı : Dr. Öğr. Üyesi Andaç Töre ŞAMILOĞLU

Tez Başlığı : “Taktik Tekerlekli Araçlarda Hidrostatik Transmisyon Modeli Tasarım

Kriterleri Ve Hidromekanik Transmisyon Karşılaştırması”

Yukarıda başlığı belirtilen Yüksek Lisans tez çalışmamın; Giriş, Ana Bölümler ve Sonuç Bölümünden oluşan, toplam 62 sayfalık kısmına ilişkin, 13 / 09 / 2020 tarihinde şahsım/tez danışmanım tarafından turnitin adlı intihal tespit programından aşağıda belirtilen filtrelemeler uygulanarak alınmış olan orijinallik raporuna göre, tezimin benzerlik oranı %7’dir. Uygulanan filtrelemeler:

1. Kaynakça hariç
2. Alıntılar hariç
3. Beş (5) kelimedenden daha az örtüşme içeren metin kısımları hariç

“Başkent Üniversitesi Enstitüleri Tez Çalışması Orijinallik Raporu Alınması ve Kullanılması Usul ve Esaslarını” inceledim ve bu uygulama esaslarında belirtilen azami benzerlik oranlarına tez çalışmamın herhangi bir intihal içermediğini; aksinin tespit edileceği muhtemel durumda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve yukarıda vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Öğrenci İmzası:.....

ONAY

Tarih: 14 / 09 / 2020

Öğrenci Danışmanı Unvan, Adı, Soyadı, İmza:

.....

Bu tezi, eğitim programına başlamamda bana cesaret veren ve tüm süreçte her zaman yanımda olan aileme ve sevgili eşim Tuğçe ARIDURU'ya ithaf ediyorum.

Ömer ARIDURU

Ağustos - 2020

TEŞEKKÜR

Yazar, bu çalışmanın gerçekleőmesinde katkılarından dolayı, aşağıda adı geçen kiői ve kuruluőlara içtenlikle teşekkür eder.

Sayın Dr. Öğr. Üyesi Andaç Töre ŞAMILOĞLU'na (tez danışmanı), çalışmanın sonuca ulaőtırılmasında ve karşılaşılan güçlüklerin aőılmasında her zaman yardımcı ve yol gösterici olduğu için...

Eğitimime ve bu teze katkı sağlayan Roketsan Roket Sanayii ve Ticaret A.Ő'ye, savunma sanayisinde yıllarını büyük bir fedakârlıkla geçiren ve ölkemizin savunma sektöründe ilerlemesine katkı sağlayan tüm tasarım mühendislerine...

ÖZET

Ömer ARIDURU

TAKTİK TEKERLEKLİ ARAÇLARDA HİDROSTATİK TRANSMİSYON MODELİ TASARIM KRİTERLERİ VE HİDROMEKANİK TRANSMİSYON KARŞILAŞTIRMASI

Başkent Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

2020

Hidrostatik Transmisyon (HST) teknolojisinin taktik tekerlekli araçlarda kullanılabilirliği ve alt sistem parçalarının seçim kriterleri incelenmiştir. Hidrostatik transmisyon modelinin taktik tekerlekli araçlarda çalışabilme koşulları ve hidrolik tasarım kriterleri belirtilmiştir. Hidromekanik Transmisyon (HMT) ve Hidrostatik Transmisyon'un, eşit güç ve aktarma organı elemanları kullanıldığında, çalışma verileri karşılaştırılmıştır. HMT ve HST transmisyon sistemlerinin alt komponentleri; MatLab Simulink paketi içerisinde bulunan SimHydraulics ve SimMechanics araçları ile modellenerek, aynı şartlar altında (Dizel Motor, Araç Yüğü, Yol Senaryosu, İvmelenme Süresi v.b) karşılaştırmalarına yer verilmiştir. Roketsan bünyesinde 2019 yılında prototipi tamamlanan 8x8 Taktik Tekerlekli Araçta bulunan WEICHAI marka Dizel Motor ve Hidromekanik Transmisyon'un yine WEICHAI firması performans raporu da bu çalışmaya girdi sağlamıştır. İlgili aracın Dizel Motor ile Hidromekanik Transmisyon sağlayıcısı WEICHAI firması katalog verileri ve farklı yol koşullarındaki rapor çıktısı kullanılarak, yukarıda bahsi geçen program paketi ile mekanik simülasyon doğrulanmıştır. Aynı veriler Hidrostatik Transmisyon modeline girdi olarak kullanılmış ve hidrostatik bir model oluşturulmuştur. Çalışma çıktıları ve sonuçları neticesinde; Her iki sistemin aynı şartlar altında, belirli hız ve yükte karşılaşılan verimsel kayıplar ve HMT yerine HST'nin Taktik Tekerlekli Araçlarda hangi şartlarda, hangi tasarım kriterlerinde ve çalışma senaryolarında sisteme akuple edilebileceği belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Hidrostatik, Hidromekanik, Transmisyon, Aks Tahriği, Teker Tahriği.

ABSTRACT

Ömer ARIDURU

HYDROSTATIC TRANSMISSION MODEL DESIGN CRITERIA AND HYDROMECHANIC TRANSMISSION COMPARISON IN TACTICAL WHEELED VEHICLES

Baskent University Institute of Science

Mechanical Engineering Department

2020

The usability of Hydrostatic Transmission (HST) technology in tactical wheeled vehicles and the selection criteria of the sub-system components were examined. The conditions for the hydrostatic transmission model to work on tactical wheeled vehicles and hydraulic design criteria are specified. Working data of Hydromechanical Transmission (HMT) and Hydrostatic Transmission are compared when equal power and powertrain elements are used. Sub components of HMT and HST transmission systems; By modeling with SimHydraulics and SimMechanics vehicles in the MatLab Simulink package, comparisons are made under the same conditions (Diesel Engine, Vehicle Load, Road Scenario, Acceleration Time etc.). WEICHAI performance report of WEICHAI brand Diesel Engine and Hydromechanical Transmission in the 8x8 Tactical Wheeled Vehicle, whose prototype was completed in 2019 within Roketsan, also provided input for this study. Mechanical simulation was verified with the above mentioned program package using the Diesel Engine and Hydromechanical Transmission provider WEICHAI company catalog data and report output under different road conditions. The same data were used as input to the Hydrostatic Transmission model and a hydrostatic model was created. As a result of the study outputs and results; It has been determined that under the same conditions, both systems can be coupled to the system in terms of efficiency losses at specific speed and load and in which conditions, design criteria and working scenarios of HST instead of HMT.

KEYWORDS: Hydrostatic, Hydromechanics, Transmission, Axle Drive, Wheel Drive.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	i
ÖZET	ii
ABSTRACT	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
TABLolar LİSTESİ	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	ix
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Motivasyon	2
1.2. Literatür Araştırması	2
1.3. Literatüre Katkı.....	7
2. HST VE HMT MATEMATİKSEL MODELİ.....	8
2.1. Hidrostatik Transmisyon Konfigürasyonu Tasarım Parametrelerinin Hesaplanması.....	8
3. TORK VE DEVİR SENTEZİ.....	14
3.1. Çekiş Diyagramı.....	15
3.1.1. Araç Kalkış Anı (1)	15
3.1.2. Maksimum Hız Anı (2)	16
3.2. HMT Güç İletim Sistemi Tasarım Parametrelerinin İncelenmesi.....	19
3.2.1. Transfer kutusu çevrim oranı devrede değil	19
4. SIMULINK MODELLER	24
5. SONUÇ	36
KAYNAKLAR.....	37

EKLER

EK 1: Weichai Marka Fc6a250 Tc42833 Converter Serisi Hidromekanik Transmisyon Teknik Verileri

EK 2: 8x8 Hidromekanik Tahrik Performans Parametreleri

EK 3: Dizel Motor Performansı

EK 4: High Ratio- Loaded Data

EK 5: Low Ratio- Loaded Data

EK 6: Weichai Power Technical Documents Wp13.550 Engine Datasheet

EK 7: Araç Tavşan Modu Hız-Kuvvet Grafiği Matlab Kodu

EK 8: Araç Kaplumbağa Modu Hız-Kuvvet Grafiği Matlab Kodu

EK 9: Araç Ve Yol Parametreleri Matlab Kodları

TABLULAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 2.1. WEICHAI FC6A250 TC42833 Teknik Verileri ve Aktarma Organları.....	8
Tablo 2.2. Hidrostatik Ürün Veri Tablosu.....	11
Tablo 3.1. Kalkış anı (1) ve maksimum hızl anında (1) hidrolik alt donanım değerleri....	18
Tablo 3.2. WEICHAI Motor Data Verileri.....	19
Tablo 3.3. HMT 2. Vites Hız Değişim Bölgesi Hidromotor Tork&Hız İsterleri.....	22

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Kapalı çevrim hidrostatik devresinin temel prensibi.....	2
Şekil 1.2. R çevrim oranı faktörü.....	3
Şekil 1.3. Hidrostatik tahrik devre şeması.....	4
Şekil 1.4. Kapalı Devre Hidrostatik Soğutma Sistemi.....	5
Şekil 1.5. Akış bölücü kullanımı ile hidrostatik tahrik konfigürasyonu.....	5
Şekil 1.6. Hidrostatik aks tahriki.....	6
Şekil 2.1. TTA için kullanılacak tasarım şeması	9
Şekil 2.2. Kademeli dişli kutusu.....	12
Şekil 2.3. Üç kademeli toplayıcı dişli kutusu.....	12
Şekil 3.1. 2+2 Aks Tahrikli Hidromotor Bağlantısı.....	14
Şekil 3.2. Çekiş Diyagramı.....	18
Şekil 3.3. Transfer Kutusu Devrede Değil İken HMT Vites Geçiş Diyagramı.....	20
Şekil 3.4. Transfer Kutusu Devrede İken HMT Vites Geçiş Diyagramı.....	20
Şekil 4.1. Dizel Motor Tork-Hız Grafi.....	24
Şekil 4.2. HMT Simülasyon Modeli.....	25
Şekil 4.3. Dizel Motor Matlab Datası.....	27
Şekil 4.4. HMT Matlab Logic Modeli.....	27
Şekil 4.5. Disk Fren Matlab Modeli.....	28
Şekil 4.6. Magic Tire Formula / Araç Body Modeli.....	28
Şekil 4.7. HMT Araç Hızlanma Anı.....	29
Şekil 4.8. HMT vites Geçişlerindeki Ani Tork Değişimi.....	29
Şekil 4.9. HMT Vites Geçişlerindeki Aks Yüğü Değişimi.....	30
Şekil 4.10. HST Simülasyon Modeli.....	31
Şekil 4.11. HST Kapalı Çevrim Hidrolik Sistemi.....	33

Şekil 4.12. HST Araç Hızlanma Anı.....	33
Şekil 4.13. HST Vites Geçişlerindeki Tork Değişimi.....	34
Şekil 4.14. HST Vites Geçişlerindeki Aks Yüğü Değişimi.....	34
Şekil 4.15. HMT Tahrik Dizel Motor Devir Değişimi.....	35
Şekil 4.16. HST Tahrik Dizel Motor Devir Değişimi.....	35

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

a_v	Araç ivmesi [m/s ²]
$D_{p,m}$	Hidrolik pompa ve hidrolikmotor deplasmanı [cm ³ /dev]
f_y	Yuvarlanma direnç katsayısı
$F_ç$	Araç Çekiş kuvveti [N]
g	Yer çekimi ivmesi [m/s ²]
G_a	Araç toplam ağırlığı [kN]
hd	Hız düşürücü
hm	Hidromekanik
I	Hidrolikmotor hız düşürücü çevrim oranı
n	Devir sayısı [dev/dk]
p	Hidrolik Pompa
P	Güç [kW]
Q	Hidrolik Debi [litre/dk]
r	Teker yarıçapı [m]
R	Çevrim oranı
t	Maksimum hıza erişme süresi [s]
T	Toplam
v	Volümetri
V	Araç hızı [km/h]
W	Açısal hız değeri [rad/s]
z	Hidromotor adedi
α	Yol eğimi
η	Verim
ΔP	Basınç [bar]
TTA	Taktik Tekerlekli Araç
HST	Hidrostatik Transmisyon
HMT	Hidrodinamik Transmisyon

1. GİRİŞ

Günümüzde transmisyon teknolojileri incelendiğinde manuel ve otomatik konfigürasyonlarda Hidromekanik sistemlerin ağırlıklı olarak sahada kullanıldığı görülmektedir. Bu transmisyonların yanı sıra elektrikli araçlar ve hidrostatik araçların da havalimanı apronlarında taşımacılık konseptlerinde, maden endüstrisinde ve kısa mesafe taşımacılıkta kullanılmaktadır. Hidrostatik tahrik sistemlerinin kullanımı daha çok iş makinalarında görülmektedir. Bunun sebebi hâlihazırda yükleme için kullanılan hidrolik gücün, aktarma organı şeklinde transmisyon için de kullanılması ihtiyacıdır. Bu sayede hidrolik yük kaldırma tasarımı için oluşturulan; hidrolik tank, ayar ve kontrol valfleri ve borulama hattı gereksinimi genişletilerek hidrolik transmisyon bu araçlara akuple edilmiştir. Hem tekerden hem de akstan tahrikli iş makinalarına günümüz koşullarında ve sahada oldukça rastlanmaktadır ve aktarma organlarından bağımsız, hidrolik borulama ile gücün kademesiz olarak iletilebildiği bu sistemler, iş makinası sanayisi için vazgeçilmez öneme sahiptir. Hidrostatik alt devre elemanlarının birbirinden bağımsız yerleştirilmesi sayesinde istenilen tasarım mimarisine rahatça ulaşılabilmektedir. Ayrıca içten yanmalı motor devrinin düşük olduğu senaryolarda dahi yüksek tork sağlayabilmeleri bu sistemleri rakipsiz kılmaktadır.

Ek olarak kademesiz vites geçişleri bu sistemler için büyük avantaj sağlamakta, özellikle dizel motorun vites geçişi sırasındaki ani devir değişimlerdeki şok yüklerinin aktarma millerinde ve yataklarda ekstra kuvvet oluşturması engellenebilmektedir. Araç uzunluğundan (Treyler v.b taşıma amacıyla kullanılan araçlar gibi) bağımsız olarak yerleştirilebilen bu sistemlerin borulama hattı vasıtasıyla hem bakım onarımı hem de sahada idame edilebilirlikleri yüksektir.

Bu çalışma, hidromekanik transmisyona sahip Taktik Tekerlekli Ağır araç tasarım modelinin çalışma senaryosunu ve bu teknolojinin yerini alabilecek hidrostatik transmisyon tasarımı ile bu iki transmisyonun karşılaştırma çalışmalarını kapsamaktadır.

1.1. Motivasyon

Hidrostatik araçların, genellikle; maden endüstrisinde, taşımacılıkta ve iş makinalarında kullanımı bu transmisyon konfigürasyonundaki araçların saha yelpazesinin aslında ne kadar kısıtlı olduğunun bir göstergesidir.

Bu çalışma kapsamında, iş makinalarının yanı sıra Hidrostatik teknolojisinin taktik tekerlekli ağır araçlarda da kullanılabilirliği üzerine durulacaktır. Günümüz ülke koşullarında, HST alt bileşenlerinin (**hidrolik pompa, hidrolik motor vb.**) üretim kabiliyetine sahip olunması, yerli ve milli ürün kullanım oranının artmasına olanak sağlayacaktır. Savunma sanayide yoğun olarak kullanılan 6x6 ve 8x8 araç konfigürasyonlarında (**ülkemizin üretim teknolojisi ve günümüzde HMT ürünlerinin ithal ürün olarak tedarik edildiği göz önünde bulundurularak**) HST kullanımının önemi ve montaj parametreleri ve matematiksel modellemesi oluşturulmuştur.

1.2. Literatür Araştırması

Hidrostatik tahrik konusunda ülkemizde ve dünyada birçok çalışma mevcut olup genel sistem mimarileri incelenmiştir.

Hidrostatik teknolojisi incelendiğinde kullanılan mevcut hidrostatik teknolojisinin elli beş yıl öncesine dayandığı araştırmalar neticesinde ortaya çıkmış ve ilk olarak 1965 yılında Alman Traktör Fabrikası EICHER tarafından ilgili kademesiz güç iletim sistemi bu araçlara uygulanmıştır. Hidrostatik tahrik yapısında kademesiz geçiş sağlayabilmek için pompa açısı değiştirilerek transmisyon geçiş oranları elde edilmiştir. (Worn, Walker, [7])

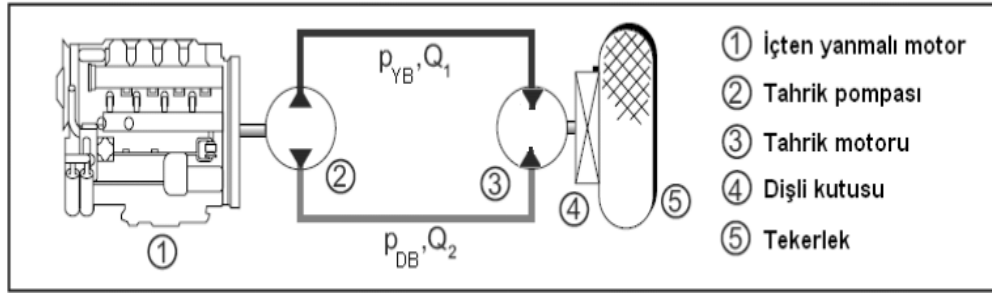
Watson, mobil araçlarda kullanılan dizel motorlar ile akuple edilecek hidrolik sistem yaklaşımlarını ve karşılaşılabilecek hataları incelemiştir. Hidrolik boru bağlantılarda oluşabilecek sızıntı ve sürtünme kaynaklı verim kayıpları ile bu sürtünmeden doğacak basınç düşümleri üzerine hesaplamalar yapmıştır. (Watson, [3])

Sokolovskij, Mobil fren sistemleri ve çeki kuvveti karakteristikleri ile bu sistemlerin farklı yol senaryolarındaki davranışlarını incelemiştir. Sürtünme katsayıları her yol senaryosu için ayrı ayrı hesaplanmış ve bu tez kapsamında da asfalt yol sürtünmesi kullanılarak teze katkı sağlamıştır. (Sokolovskij, [4])

Rincy, Mannesmann Rexroth firması ürünleri ile birlikte yüksek verimli teker tahrikli ekskavatör tasarımı üzerine çalışmalar yapmış. Kullanılan Hidrolik Pompa ve Hidrolik motorların Mekanik ve Volümetrik verimleri ile ilgili girdi sağlamıştır. Tez tasarım

aşamasında bu mekanik ve volümetrik verim değerleri matematiksel modele girdi sağlamıştır. (Rincy, [6])

Kaplangı, genel olarak hidrostatik prensibini ve kapalı devre sistem elemanlarının çalışma prensibi ile avantaj ve dezavantajlardan bahsetmiştir. Sistemin verimliliği hakkında grafiksel bilgiler ile literatüre katkıda bulunmuştur. Kapalı devre tipi teker tahrikli bir hidrostatik sistemi Kaplangı Şekil 1.1.'de şu şekilde açıklamaktadır.

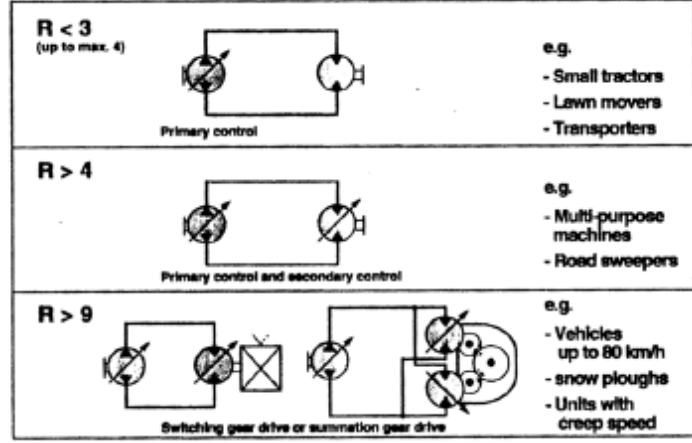


Şekil 1.1. Kapalı çevrim hidrostatik devresinin temel prensibi

Şekil 1.1'de görüleceği üzere, "1" numarada gösterilen dizel motor mekanik güç üreterek bu gücü hidrolik pompaya aktarır. Hidrolik pompa bu gücü hidrolik güce çevirerek debi oluşturur. (Sistemdeki direnç basınç oluşturur, pompalar basınç değil debi üretirler.)

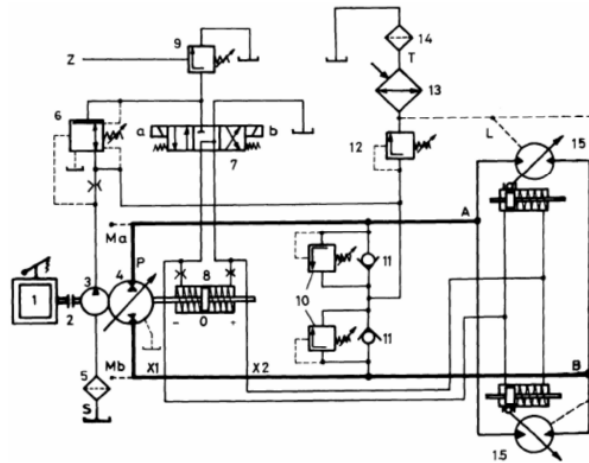
Oluşan bu debi hidrolik motorda dönme hareketini başlatır ve hidrolik motor hidrolik gücü tekrar mekanik güce çevirir. Hidrolik motordan dönen debi tekrar pompaya girdi sağlar. Bu debi sızıntı miktarı kadar giriş debisinden küçüktür. ($Q_2 < Q_1$). Araç frenleme yaptığı anda hidrolik motor, hidrolik pompa gibi ve hidrolik pompa da hidrolik motor gibi davranarak dizel motor milini ters yöne dönmeye zorlar. Bir çeşit rejeneratif frenleme yapma imkanı sağlar ve mekanik frenleme elemanlarına binen yük te azalmış olur. (Kaplangı, [1]).

Kumbasar, kongre bildirisinde kapalı devre hidrostatik tahrik sistemlerine örnek teşkil ederek, matematiksel modellemelerine değinmiştir. R çevrim faktörü kullanım kriterleri ve verimsel ifadelerin yer aldığı bu çalışmada hidrolik pompa ve hidromotor seçim kriterlerinin ne şekilde ve hangi R çevrim oranı aralığında olması gerektiğini ifade etmiştir. Şekil 1.2.'de R çevrim oranının aldığı değer sonucu sistem alt komponentlerinin ne şekilde ve hangi konfigürasyonda kullanılabileceği gösterilmektedir. (Kumbasar, [8])



Şekil 1.2. R çevrim oranı faktörü

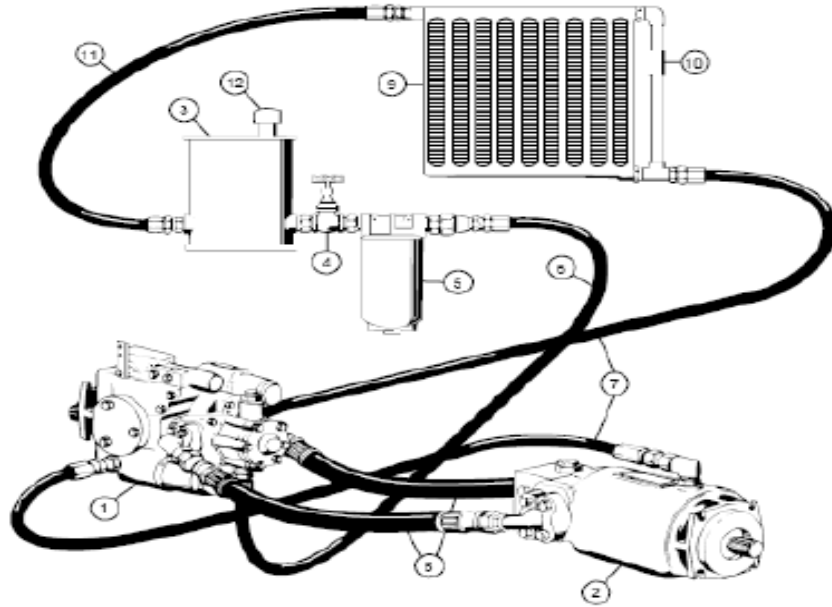
Kaptı ve Karabektaş, hidrostatik tahrik sistemi çalışmalarında kademesiz güç geçişine değinmiştir. Hidrolik motorun değişken deplasman özelliğinden faydalanarak istenilen moment aralığında sağlanacak deplasman değişimi ile bu ihtiyaca cevap verebileceğine değinmiştir. 5 Ton ağırlığındaki tek çatallı yük çekici ile hesaplamalar yapmış ve Şekil 1.3.'de verilen şema ile bu modeli özetlemiştir. Modelde, bir numara ile gösterilen eleman tahrik motorunu simgelemektedir. Diğer elemanlar sırasıyla; (2) esnek kaplin, (3) şarj hidrolik pompası, (4) ana hidrolik pompa, (5) emme hattı filtresi, (6) hız kontrol vanası, (7) akış kontrol valfi, (8) pompa eğim plakası regülatörü, (9) Fren valfi, (10) Basınç Emniyet Valfi, (11) Çek valf, (12) Basınç Emniyet Valfi, (13) Soğutucu ünite, (14) Dönüş hattı filtresi, (15) Hidromotoru ifade etmektedir. (Kaptı, Karabektaş, [2])



Şekil 1.3. Hidrostatik tahrik devre şeması

Canlı, yaptığı araştırmalarda hidrostatik teknolojinin transmisyon dışında kullanım yerlerine değinmiş ve bu sistemlerin genel özelliklerinden bahsetmiştir. Soğutucu

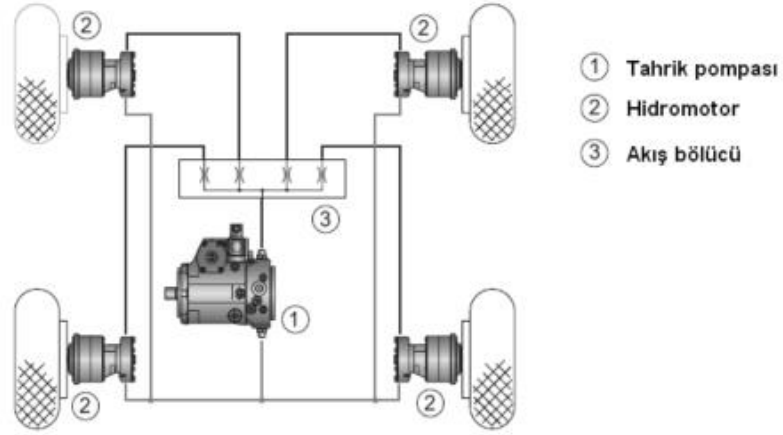
mekanizmalarında da kullanılan hidrolik pompa ve hidrolik motorlar ile kurulan tahrik sistemi bu çalışmada ek olarak yer almaktadır. Hidrostatik transmisyon sistemlerinde yağın ısınması ile oluşacak problemin yine bu sisteme borulama hattı ile akuple edilebilecek soğutulma sistemleri ek olarak sisteme akuple edilebilir. Şekil 1.4.'de verilen modelde bu soğutma sistemi özetlenmiştir. Modelde; (1) Hidrolik Pompa, (2) Hidro Motor, (3) Yağ Deposu, (4) Veya Valfi (Opsiyonel), (5) Filtre, (6) Şarj Pompası Giriş Hattı, (7) Pompa ve Motor Gövde Sızıntı Hattı, (8) Yüksek Basınç Hattı, (9) Radyatör, (10) Radyatör By-Pass Valfi, (11) Hidrolik Depo Tahliye Hattı (12) Hidrolik Depo Dolum ve Havalandırma Vanası. (Canlı, [9])



Şekil 1.4. Kapalı Devre Hidrostatik Soğutma Sistemi

Kaplangı, ayrıca mobil uygulamalarda paralel akuple olan hidromotorlarda bazı zamanlarda oluşan patinaj prroblemi ile karşılaşmaktadır. Bu uygulamalara; maden araçlarını, iş makinelerini ve yükleyiciler ile hafif ticari treyler grubunu örnek verebiliriz.

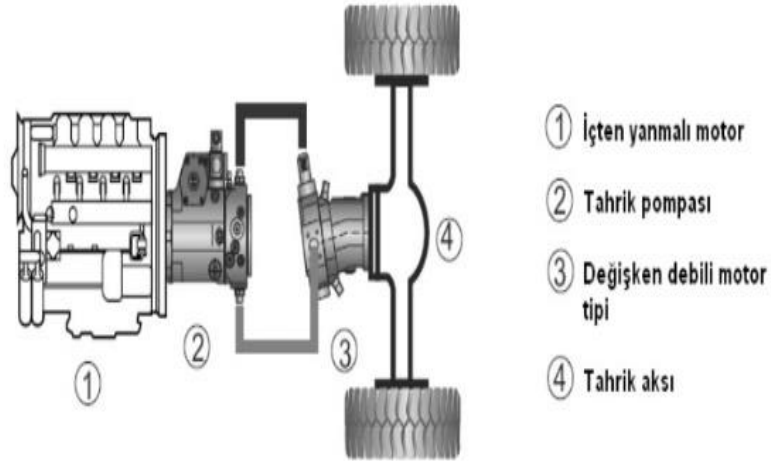
“Bir teker boşta dönmeye başladığında, gerekli olan momentü üretmez ve sonucunda istenen çeki gücü sağlanamaz çünkü sistemdeki yağ, en düşük direnç hattına yani boşta dönen tekerdeki hidromotor üzerinden dolaşır. Bu durumda söz konusu teker hızlanırken, kalan tekerler çıkış momentlerini kaybederler.



Şekil 1.5. Akış bölücü kullanımı ile hidrostatik tahrik konfigürasyonu

Şekil 1.5. 'de gösterilen klasik çözüm, her bir hidromotora eşit yağ gönderilmesini sağlayan ve bu sayede tekerleklerin eşit hızda dönmesine olanak sağlayan akış bölücüsü kullanımı ile bir hidrostatik tahrik devre konfigürasyonudur. Bu yapılandırma, boşa dönen, ya da diğer bir deyişle moment üretemeyen tekerleğe giden yağ debisinin, akış bölücü tarafınca kısılarak diğer tekerlere giden yağ ile aynı değerde tutulmasının sağlanması ile gerçekleştirilmektedir. Bu işlem sırasında pompa basıncı ile teker hidromotorundaki efektif basınç arasındaki fark, akış bölücüsünde ısıya dönüşerek kayıp güç olarak karşımıza çıkar.” (Kaplangı, [1])

“Serbest yerleştirilebilme özelliği ile tekerden tahrikli hidrostatik tahrik sistemlerinin kullanımı araçlarda neredeyse rakipsizken, akstan tahrikli hidrostatik tahrik sistemleri alternatif sistemler ile yoğun bir rekabet içindedir; mesela mekanik şanzımanlı ve hidrodinamik (**tork konvertörlü**) tahrikli sistemler. Şekil 1.6.'de basit çizimle gösterilmiş aks tahrikli bir sistemin elemanları yer almaktadır.” (Kaplangı, [1])



Şekil 1.6. Hidrostatik aks tahriki

Bu tezde işlenecek konfigürasyon teknoloji olan aks tahrikli Şekil 1.6.'da belirtilen sistem, hem diferansiyelle direk bağlantı ile hem de transfer kutusu ve oradan da shaft yardımı ile tekrar diferansiyel bağlantısı yapacak şekilde akuple edilebilmektedir.

1.3. Literatüre Katkı

Yapılan araştırmalar neticesinde, mevcut araştırmaların ve sahada bulunan Traktör, Yükleyci, Maden Araçları v.b taşıyıcılarda yüksek kütle kapasiteli ve aynı zamanda **yüksek hızlı** (70 km/h ve üzerinde) araçların yer almadığı görülmektedir. Bu çalışma özellikle savunma sanayide kullanılan 6x6 ve/veya 8x8 araçların da bu hidrostatik tahrik konfigürasyonunda istenilen yüksek hız skalasında hidrostatik tahrik sistemi ile çalışabileceği öngörüsüyle oluşturulmuştur. Tüm konfigürasyonlara ek olarak aks tahrikli sistemlerde hidrolik motorların, örneğin 8x8 araçta her bir aksa akuple edilip sadece kalkış anında 4 adet hidromotorun çalışarak hızlanma anında 2 adet hidromotor ile seyir haline devam edilebilirlik üzerine çalışma yapılmıştır. Model isimlendirmesi 2+2 hidromotor yerleşimi şeklinde çalışma kapsamında detaylandırılmıştır. Ayrıca referans Hidromekanik transmisyon çıktıları Hidrostatik Transmisyon Matlab modeline girdi sağlamış ve HMT ile HST arasındaki benzetim çıktıları ve gerek kullanım şartları ifade edilmiştir.

2. HST VE HMT MATEMATİKSEL MODELİ

Bu bölümde, Roketsan Tesisleri'nde prototipi üretilen mevcut çok akslı (**8x8**) taktik tekerlekli ağır araca akupule olan hidromekanik transmisyon kaldırılarak bu transmisyonun yerine kullanılabilir 1 adet Hidrolik Pompa ve 4 Aks için diferansiyel göbeğine bağlanacak 4 adet Hidrolik Motor ile bir Direct Drive HST sisteminin matematiksel modellenmesi yapılacaktır.

Tablo 1.1. Roketsan A.Ş. bünyesinde 2019'da üretilen taktik tekerlekli ağır platform prototip araçta kullanılan Hidromekanik transmisyon tork ve hız performans değerlerini içermektedir. (EK 2)

Tablo 2.1. WEICHAI FC6A250 TC42833 Teknik Verileri ve Aktarma Organları

<u>Taktik Tekerlekli Araç Transmisyon ve Aktarma Organları</u>	<u>HMT</u>
Maksimum Dizel Motor Gücü, kW	407
Dizel Motor Maksimum Torku, Nm (T_{inlet})	2550
Dizel Motor Sürekli Çıkış Hızı, (N_i) min-1	2100
Aktarma Organı Maksimum Verim Oranı, % (η_1)	97
Transfer Kutusu (TK) Kamlumbağa (Low) Modu: \dot{I}_2	1,88
Diferansiyel (Ayna Mahruti Dişli) Oranı: \dot{I}_4	1,925

2.1. Hidrostatik Transmisyon Konfigürasyonu Tasarım Parametrelerinin Hesaplanması

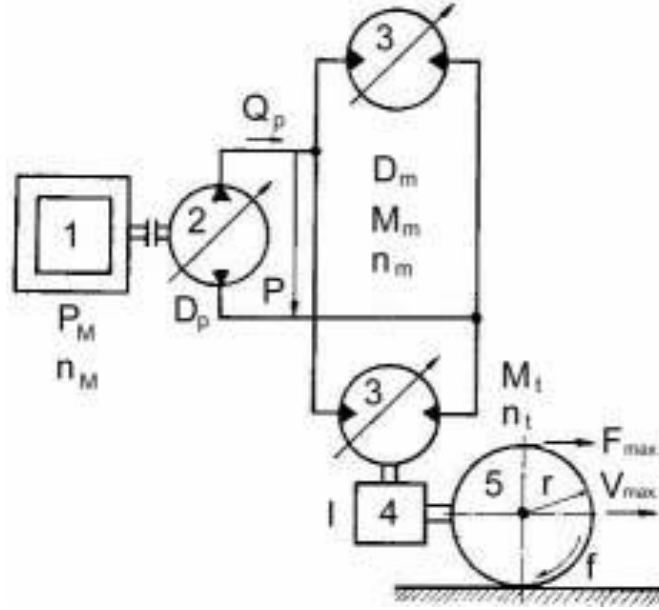
“Mobil sistemlerin transmisyonu alanında, tahrik motorundan alınan gücün değişken sürüş şartları altındaki araca iletilmesi için düşünülmüş başlıca çözümlerden birisi de değişken deplasmanlı hidrolik pompa ve motorların kullanımına dayalı olan hidrostatik tahrik yaklaşımıdır.” (Kaptı, Karabektaş, [2])

Bu bölümde, hidrostatik transmisyon konfigürasyonunun tasarım parametreleri hesaplanmış ve 48 ton yük kapasiteli bir taktik tekerlekli aracın transmisyon sistemine uygulanmıştır.

“Önerilen hidrostatik tahrik sistemi Şekil 2.1.'de şematik olarak gösterilmiştir. Bu sistem, içten yanmalı bir tahrik motoru (**1**), değişken deplasmanlı pompa (**2**), değişken deplasmanlı hidrolik motor (**3**), ayna mahruti (**diferansiyel**) hız düşürücü (**4**), planet dişli (**HUB**) tahrik tekerlekleri (**5**) ve diğer devre donanım elemanlarından oluşmaktadır. Tahrik motorunun gücü, pompa tarafından (**basınç x debi**) formundaki hidrolik

güce dönüştürülerek, boru ve hortumlarla hidrolik motorlara iletilmekte ve burada yeniden (**moment x açısal hız**) formundaki mekanik güce dönüştürülerek aracın hareketi sağlanmaktadır.”

Aracın ileri-geri hareketlerine karşılık gelmek üzere, pompa eğim plakası her iki yönde de açıldırılabilir. Hidrolik motorlar paralel bağlıdır ve pompa ile kapalı devre oluşturacak şekilde çalışmaktadırlar. Hidrolik akışkan büyük oranda boru ve hortum donanımında dolaşmakta olduğundan, küçük bir akışkan deposu yeterli olmaktadır. Pompa ve hidrolik motorların değişebilir deplasmanlı olmaları sayesinde çok esnek ve kademesiz bir hız kontrolü mümkün olabilmektedir.” (Kaptı, Karabektaş, [2])



Şekil 2.1. TTA için kullanılacak tasarım şeması

Sistemin tasarımında kullanılacak başlıca parametrelerden birisi toplam çevrim oranıdır (R). (Kaptı, Karabektaş, [2])

Seçilmesi gereken hidrolik pompa ve hidrolik motorun tipi çevrim oranının alacağı değere göre belirlenecektir. Çevrim oranı kısaca tekerden istenen maksimum hızın ve tork değerinin dizel motorun sağladığı güce oranı şeklinde ifade edilebilir.

$$R = \frac{M_{teker} \times n_{teker}}{9550 \times P_{dizelmotor} \times \eta_{teker}} \quad (2.1)$$

$$M_{teker} = F_{\text{çmax}} \times r_{teker} \quad (2.2)$$

$$n_{teker} = \frac{1000 \times V_{max}}{2 \times \pi \times r \times 60} \quad (2.3)$$

denklem formunda genişletilerek tekrar yazılacak olursa

$$R = \frac{F_{\text{çmax}} \times V_{max}}{3600 \times P_{dizelmotor} \times \eta_{teker}} \quad (2.4)$$

R çevrim oranının belirlenmesinde denklem 2.4' de belirtilen parametrelerin bulunması için öncelikle maksimum araç çekiş kuvveti $F_{\text{çmax}}$ bulunacaktır.

Araç Yol Sürtünmesi Çeki kuvveti:

$$F_{\text{teker}} = f_y \times G_a \times \cos\alpha \quad (2.5)$$

Yol Eğimi Çeki Kuvveti:

$$F_e = G_a \times \sin\alpha \quad (2.6)$$

İvmelenme Kuvveti:

$$F_a = m \cdot \frac{dV}{dt} \quad (2.7)$$

Araç Maximum Çeki Kuvveti:

$$F_{\text{max}} = G_a \times \left(f_y \times \cos\alpha + \sin\alpha + \frac{V_{\text{max}}}{g \times t} \right) \quad (2.8)$$

WEICHAI performans ve prototip Araç verilerine göre araç toplam ağırlığı;

$G_a = 480$ [kN],

Aracın çıkacağı maksimum hız;

80 [km/h],

Maksimum yol eğimi;

%40,7 = 22.146° 'dir.

Araç tekeri ile asfalt yol arası sürtünme katsayısı;

$f_y = 0,025$,

Maksimum hıza ulaşma süresi;

$t = 97.5$ [s] (EK 4),

Maksimum araç çekiş kuvveti;

$$F_{\text{çmax}} = 48.9,81 \cdot (0,020 \cdot \cos(22.146^\circ) + \sin(22.146^\circ) + 80 / 9,81 \cdot 97,5 \cdot 3,6)$$

$$F_{\text{çmax}} = 197,17 \text{ [kN]}$$

Bundan sonraki hesaplamalar için hidrostatik sistemde bulunacak hidrolik pompa ve hidrolikmotorun verim hesaplarının da matematiksel modele eklenmesi gerekmektedir. Bu sebeple hidrolik ünitelerin volümetrik ve mekanik verimleri kalkış anı ve en yüksek hıza ulaşma anında ayrı ayrı Tablo 2.2.'de verilmiştir.

Tablo 2.2. Hidrostatik Ürün Veri Tablosu

Verimler	Seyir Durumları	Pompa	H. Motor
η_v Volümetrik verim	Kalkış Anı ($F_\zeta = F_{max}$)	0,90	0,94
	Maksimum Hız Anı ($V = V_{max}$)	0,98	0,93
η_{hm} Hidromekanik verim	Kalkış Anı ($F_\zeta = F_{max}$)	0,91	0,96
	Maksimum Hız Anı ($V = V_{max}$)	0,94	0,92
η_T Toplam verim	Kalkış Anı ($F_\zeta = F_{max}$)	0,82	0,90
	Maksimum Hız Anı ($V = V_{max}$)	0,92	0,86
η_{hd} : Hız düşürücü verimi		-	0,90

$$\eta_{toplam} = \eta_{v-p} \times \eta_{hm-p} \times \eta_{v-m} \times \eta_{hd} \quad (2.9)$$

$$\eta_{toplam} = 0,98 \times 0,94 \times 0,93 \times 0,92 \times 0,90 = 0,71$$

Denklem 2.4'de toplam verim değeri, araç maksimum çeki kuvveti, maksimum hız ve dizel motor gücü yerine yazılarak

$$R = \frac{197170 \times 80}{3600 \times 407 \times 0,71}$$

$$R = 15,176$$

Değeri bulunur.

“Toplam çevrim oranı (R),

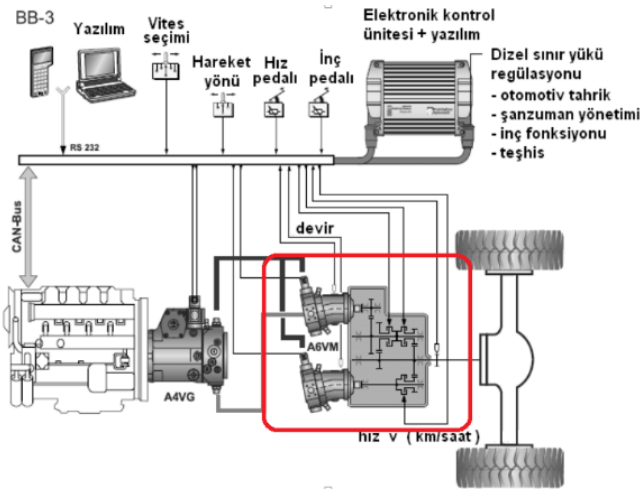
- $R \leq 3,5$ hareketin tümü değişken debili bir pompa ve sabit debili motorla
 - $3 \geq R \geq 9$ aralığında ise hem pompa hem motor değişken deplasmanlı
 - $R \geq 9$ ise değişken debili motora ilave olarak değişik hız ve çekme kuvveti kademelerini sağlayan dişli kutusu veya çok motorlu ve çoklu kavramalı sistemlerin kullanılması gerekmektedir.”
- (Kumbasar, [8])

Bu sebeple Şekil 1.1.'de verilen tekerden tahrikli hidrostatik tahrik sistemi, çalışmada bahsi geçen Tork ve Hız değerlerine sahip Ağır Taktik Araçlar için kullanılamaz çünkü teker gövdesi içerisine bağlanan Hidromotor; Diferansiyel ve Transfer Kutusu devre dışı bırakıldığı/kullanılmadığı için çevrim oranına ihtiyaç duymaktadır.

Sonuç olarak Bölüm 2.1'de belirtilen Şekil 2'de verilen Direct Drive tasarımı öngörülmüştür. Hem diferansiyel oranı, hem de Transfer Kutusu, Toplayıcı Dişli Kutusu veya Çok Kavramalı Vites Kutusu kullanılarak; Şekil 2.2.'de ve Şekil 2.3.'de belirtilen bir tasarım, Ağır Taktik Araçlar için öngörülebilir.



Şekil 2.2. Kademeli dişli kutusu



Şekil 2.3. Üç kademeli toplayıcı dişli kutusu

Bu çalışma çerçevesinde Şekil 2.2. ve 2.3.'de belirlenen toplayıcı dişli kutusu kullanılmayacak olup ilgili matematiksel modellerde; transfer kutusu, diferansiyel çevrim oranı ve HUB çevrim oranı kullanılacaktır.

$R \geq 9$ şartı hidrolikpompa ve hidromotor tarafından eşit olarak bölünür, bu sebeple;

$$R = R_{\text{hidrolikpompa}} \times R_{\text{hidromotor}} \quad (2.10)$$

$$R_p = R_m = R^{1/2} = 3,90$$

Olarak bulunur.

Matematiksel modellemenin hidrolik pompa ve hidromotor deplasmanları/çalışma hacim bölgelerinin belirlenmesi ile devam etmesi gerekmektedir.

Bunun için;

$$P_M = \frac{Q_{pompa} \times \Delta P}{600} \quad (2.11)$$

$$Q_{pompa} = \frac{D_{pompa} \times n_{dizelmotor}}{1000} \quad (2.11)$$

$$D_{pompa} = \frac{167 \times F_{\zeta \max} \times V_{max}}{\Delta P_{\max} \times n_{pompa} \times R_{pompa} \times \eta_{toplam}} \quad (2.12)$$

Sistem maksimum çalışma basıncı 420 [bar] seçilmiştir.

$$D_{pompa} = \frac{167 \times 197170 \times 80}{420 \times 2100 \times 3,90 \times 0,71}$$
$$D_p = 1081 \text{ cm}^3/\text{dv}$$

olarak bulunur.

Çevrim faktörü dikkate alındığında mobil hidrolik sistemin yüksek basınç ve yüksek hız bölgelerinin işine birden cevap verecek konumda olma ihtiyacından dolayı değişken deplasmanlı hidrolik pompanın seçilmesi piyasada bu hidrolik pompa sistemlerinin aksel pistonlu hidrolik pompalar olduğu bilinmektedir. Bu yüzden yüksek hız bölgeleri için seçilecek hidrolik pompanın aksel pistonlu olması tercih edilmelidir.

Hidromotor deplasmanı için araç maksimum hızını hesaplamak gerekecektir;

$$V_{\max} = \frac{n_{hidromotor-\max} \times 2 \times \pi}{1000 \times l} \quad (2.13)$$

$$n_{hidromotor-\max} = \frac{2,65 \times l \times V_{max}}{r} \quad (2.14)$$

r : 8x8 TTA tekerlek yarıçapını belirtmektedir ve 0,719 [m] olarak verilmiştir.

Planet dişli ile diferansiyel dişli hız düşürücü çarpımı çevrimi;

9,807 olarak verilmektedir (EK 4).

Maksimum hidromotor çıkış devri denklem (2.14)'den;

$$n_{hidromotor-\max} = \frac{2,65 \times 9,807 \times 80}{0,719}$$
$$n_{hidromotor-\max} = 2892 \text{ [dev/dk]}$$

3. TORK VE DEVİR SENTEZİ

Çalışmanın devamında, hesaplanan araç maksimum çeki kuvveti (197,17 [kN]) her diferansiyel göbeğine bağlanacak 1 adet hidromotor ve planet dişli ile diferansiyel dişli hız düşürücü çarpımı çevrimi (9,807) düşünüldüğünde (EK 4); Hidromotorların karşılaması gereken tork kuvveti değerinin;

$$M_{\text{hidromotor}} = \frac{M_{\text{toplamlam}}}{z \times 9,807} \quad (3.1)$$

z: hidromotor sayısını, belirtmektedir.

(2.2) denklemi kullanılarak;

$$M_{\text{toplamlam}} = F_{\text{çmax}} \times r$$

Diferansiyel göbeğine bağlanan her bir hidromotor için tork isteri;

$$M_{\text{hidromotor}} = \frac{197,17 \times 0,719}{4 \times 9,807}$$

$$M_{\text{hidromotor}} = 3614 \text{ [Nm]}$$

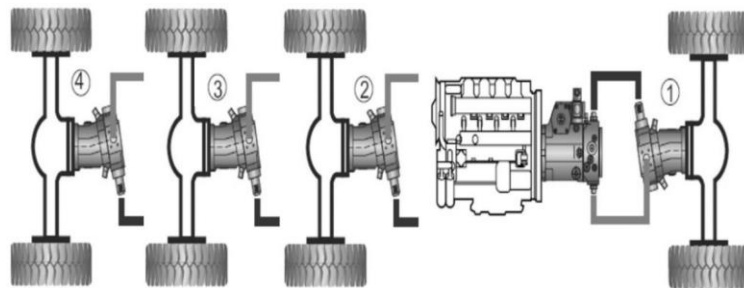
olarak bulunur.

Denklem (2.14)'de bulunan 2892 dv/dk hidromotor hız değeri ile denklem (3.1)'de bulunan 3614 Nm tork değeri düşünüldüğünde;

Mevcut üretimlerde yüksek hız ve yüksek tork değerlerinde bir hidromotor olmadığı, yüksek tork-düşük hız ve düşük tork yüksek hız hidromotorlarının diferansiyel göbeklerine dağıtılarak kullanılması uygun olacaktır (Dasgupta, [5]).

Bu tasarımın çalışmasında 1. ve 3. Aks göbeğine yerleştirilecek yüksek tork-düşük hız motoru ile kalkış anı; 2. ve 4. Aks göbeğine yerleştirilecek düşük tork ve yüksek hız hidromotorları ile de hızlanma anı karşılanacaktır. Eş zamanlı olarak 2 adet hidromotor devrede olacak şekilde Dizel Motor güç girdisini paylaşacaktır.

Bu amaçla 2+2 Hidromotor bağlantı tasarımı oluşturulmuştur.



Şekil 3.1. 2+2 Aks Tahrikli Hidromotor Bağlantısı

Hidrolik motor deplasmanı ise 2 adet Hidromotor için ;

$$D_{hidromotor} = \frac{167 \times Fç \max \times V \max}{P_{max} \times n_{hidromotor} \max \times \eta_{hm-m} \times \eta_{hd} \times z} \quad (3.2)$$

$$D_{hidromotor} = \frac{167 \times 197170 \times 80}{420 \times 2892 \times 0,96 \times 0,90 \times 2}$$

$$D_m = 1255 \text{ [cm}^3/\text{dev]}$$

Seçilen hidrolikmotor kriterleri hidromotorlar için de aynı şartlarda geçerlidir. Seçilecek hidrolik motorların (**R> 9 olduğu için**) değişken deplasmanlı olması gerekir.

3.1. Çekiş Diyagramı

Araç birinci ve ikinci seyir hali iki durumda incelenmiştir.

3.1.1. Araç Kalkış Anı (1)

Araç kalkış anında maksimum çeki kuvvetine gereksinim vardır. Kalkış anında hidrolikpompanın deplasmanı eğim plakasının yardımı ile minimuma iner ve sistem basıncı ile hidromotor deplasmanları da zıt bir şekilde maksimum noktaya ulaşacaktır. Bu kalkış anında hidrolik pompanın sağlayacağı hidrolik debi ve deplasman değeri;

$$Q_{hidrolikpompa1} = \frac{600 \times P_{dizelmotor} \times \eta_{toplampompa}}{420} \quad (3.3)$$

$$Q_{hidrolikpompa1} = \frac{600 \times 407 \times 0,82}{420} = [477 \text{ l/dk}]$$

$$D_{hidrolikpompa1} = \frac{Q_{hidrolikpompa1} \times 1000}{n_{dizelmotor} \times \eta_{volümetrikpompa}} \quad (3.4)$$

$$D_{hidrolikpompa1} = \frac{477 \times 1000}{2100 \times 0,9} = 252 \text{ [cm}^3/\text{dev]}$$

Değerleri bulunur.

Ayrıca hidromotor moment ve deplasman maksimum seviyeleri

$$M_{hidromotor1} = 0,0159 \times D_{hidromotor-max} \times \Delta P \times \eta_{hidromotor-mekanik} \quad (3.5)$$

$$M_{hidromotor1} = 0,0159 \times 1255 \times 420 \times 0,96 = 8047 \text{ [Nm]}$$

$$N_{hidromotor1} = \frac{Q_{hidrolikpompa1} \times \eta_{volümetrikmotor} \times 1000}{D_{hidromotor} \max x z} \quad (3.6)$$

$$N_{hidromotor1} = \frac{477 \times 0,94 \times 1000}{1255 \times 2} = 179 \text{ [dev/dk]}$$

$$V_{araç_kalkış_anı} = \frac{0,377 \times N_{hidromotor1} \times r}{I} \quad (3.7)$$

I: Diferansiyel çevrim oranını belirtmektedir.

$$V_{araç_kalkış_anı} = \frac{0,377 \times 179 \times 0,719}{9,807} = 5 \text{ [km/h]}$$

Değeri en düşük hızı temsil etmektedir.

Aracın bu kalkış anındaki maksimum çekiş kuvveti;

$$F_{ç1} = \frac{M_{hidromotor1} \times I \times \eta_{hızdüşürücü} \times z}{r} \quad (3.8)$$

$$F_{ç1} = F_{çmax} = \frac{8047 \times 9,807 \times 0,9 \times 2}{0,719} = 197,57 \text{ [kN]}$$

3.1.2. Maksimum Hız Anı (2)

Araç maksimum hıza ulaştığı anda çekiş kuvveti isteri minimuma düşecektir. Bu anda araç hızlanma isteri sistem debisinde maksimum debiye ihtiyaç duyar. Hidrolik pompa deplasmanı bu sebeple maksimum noktaya ulaşırken hidromotor deplasmanı da minimum seviyeye inecektir.

$$Q_{hidrolikpompa2} = \frac{D_{hidrolikpompa} - \max x n_{dizelmotor} \times \eta_{volümetrikpompa}}{1000} \quad (3.9)$$

$$Q_{p2} = \frac{1081 \times 2100 \times 0,98}{1000} = 2224 \text{ [litre/dk]}$$

Ayrıca;

$$\Delta P_2 = \frac{600 \times P_{dizelmotor} \times \eta_{toplama}}{Q_{p2}} \quad (3.10)$$

$$\Delta P_2 = \frac{600 \times 407 \times 0,92}{2224} = 101 \text{ [bar]}$$

$$D_{hidromotor2} = \frac{Q_{hidrolikpompa2} \times \eta_{volümetrikhidromotor} \times 1000}{n_{hidromotor1} \times z} \quad (3.11)$$

$$D_{hidromotor2} = \frac{2224 \times 0,93 \times 1000}{2892 \times 2} = 358 \text{ [cm}^3\text{/dev]}$$

$$M_{hidromotor2} = 0,0159 \times D_{hidromotor2} \times \Delta P_2 \times \eta_{hidromotormekanik} \quad (3.12)$$

$$M_{hidromotor2} = 0,0159 \times 358 \times 101 \times 0,92 = 528 \text{ [Nm]}$$

Maksimum hıza ulaşma anındaki araç minimum çekiş kuvveti;

$$F_{\text{çmin}} = \frac{M_{hidromotor2} \times I \times \eta_{hızdüşürücü} \times z}{r} \quad (3.13)$$

$$F_{\text{çmin}} = \frac{528 \times 9,807 \times 0,92}{0,719} = 12920 \text{ N} = 12,92 \text{ [kN]}$$

Araç maksimum hızı ;

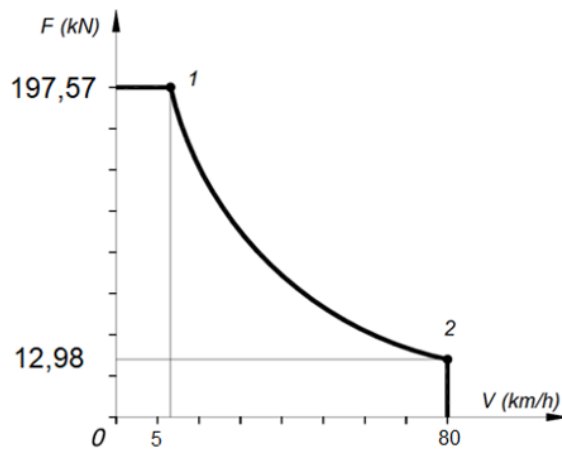
$$V_{\text{maksimum}} = \frac{0,377 \times n_{hidromotor2} \times r}{I} \quad (3.14)$$

$$V_2 = V_{\text{max}} = \frac{0,377 \times 2892 \times 0,719}{9,807} = 80 \text{ [km/h]}$$

Aracın kalkış anından maksimum hız bölgesine hareketi sırasında hidrolik alt sistemlerdeki deplasman ve hız değişimleri ile sistemdeki basınç değişimini gösteren özet Tablo 3.1.'de gösterilmiştir. Kalkış anı 1. Durum olarak ve maksimum anı da 2. Durum olarak belirtilmiştir.

Tablo 3.1. Kalkış anı (1) ve maksimum hız anında (1) hidrolik alt donanım değerleri

Alt Donanım Değerleri	Sembol	Birim	I. Seyir Hali	II. Seyir Hali
Çekiş kuvveti	F	kN	197,57	12,98
Araç hızı	V	km/h	5	80
Hidrolik Sistem Basıncı	ΔP	bar	420	101
Hidrolik Pompa Debisi	Q_{pompa}	litre/dk	477	2224
Hidrolik motor deplasmanı	D_m	cm^3/dv	1255	358
Pompa deplasmanı	D_p	cm^3/dv	252	1081
Hidrolik motor momenti	M_m	Nm	8047	528
Hidrolik motor devir sayısı	n_m	dv/dk	179	2892
Pompa Momenti	M_p	Nm	1851	1847



Şekil 3.2. Çekiş Diyagramı

Ayrıca pompaya uygulanması gereken momentin, dizel motor tarafından sağlanıp sağlanmadığı çalışma şartlarında değerlendirilmelidir.

$$M_{\text{hidrolikpompa1}} = \frac{0,0159 \times D_{\text{hidrolikpompa1}} \times \Delta P_1}{\eta_{\text{hidrolikpompa mekanik}}} \quad (3.15)$$

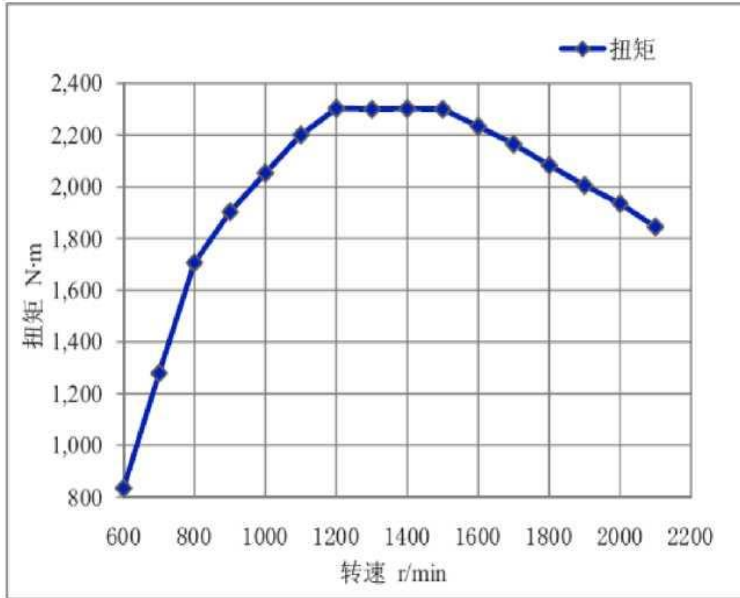
$$M_{\text{hidrolikpompa1}} = \frac{0,0159 \times 252 \times 420}{0,91} = 1851 \text{ [Nm]}$$

$$M_{\text{hidrolikpompa2}} = \frac{0,0159 \times D_{\text{hidrolikpompa2}} \times \Delta P_2}{\eta_{\text{hidrolikpompa mekanik}}} \quad (3.16)$$

$$M_{\text{hidrolikpompa2}} = \frac{0,0159 \times 1081 \times 101}{0,94} = 1847 \text{ [Nm]}$$

Tablo 4 - WEICHAİ Motor Datasına göre 2100 rpm de dizel motor 1935 Nm tork sağlayabildiği ve bu değerin Pompa giriş tork isterini araç kalkış anı ve maksimum hız anında karşıladığı görölmektedir. [Ek-6]

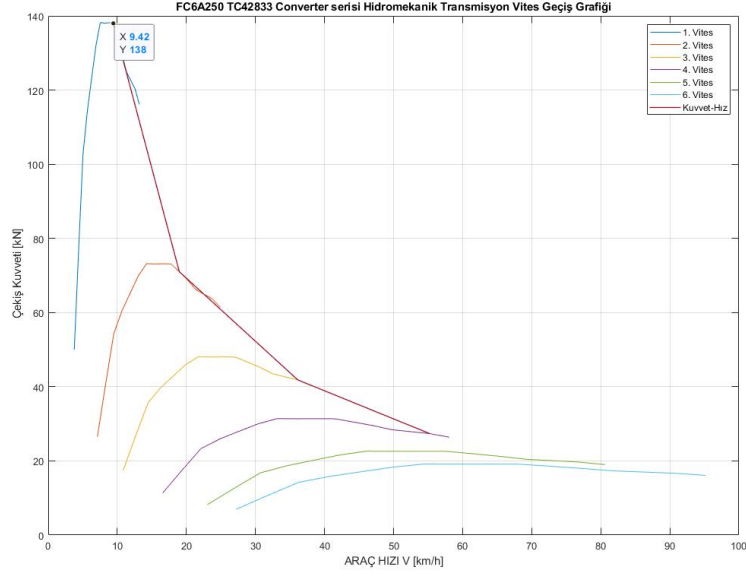
Tablo 3.2. WEICHAİ Motor Data Verileri



3.2. HMT Güç İletim Sistemi Tasarım Parametrelerinin İncelenmesi

3.2.1. Transfer kutusu çevrim oranı devrede değil

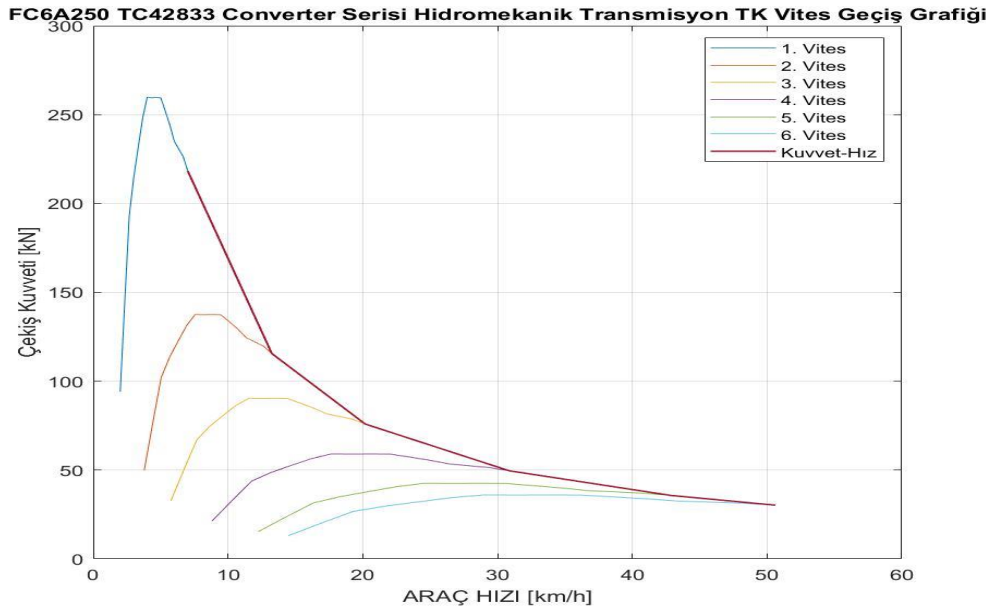
FC6A250 TC42833 Converter serisi Hidromekanik Transmisyon Teknik Verileri (EK 1), Dizel Motor verileri (EK 6) ile aktarma organlarından transfer kutusu devrede değil iken (EK 4) (**tavşan modu olarak kabul edilen**) 9.807 hız dūřürme oranı ile ve teker yarıçap verisi de kullanılarak, aracın vites geçişlerindeki Hız-Kuvvet grafiği Matlab programında hesaplanmıştır ve EK 7’de verilen kod ile elde edilmiştir.



Şekil 3.3. Transfer Kutusu Devrede Değil İken HMT Vites Geçiş Diyagramı

3.2.2. Transfer kutusu çevrim oranı devrede

FC6A250 TC42833 Converter serisi Hidromekanik Transmisyon Teknik Verileri (EK-1), Dizel Motor verileri (EK 6) ile aktarma organlarından transfer kutusu devrede iken (Ek-5) kaplumbağa modu olarak kabul edilen (18,438) hız düşürme oranı ile ve teker yarıçap verisi de kullanılarak, aracın vites geçişlerindeki Hız-Kuvvet grafiği Matlab programında hesaplanmıştır ve EK 8'de verilen kod ile elde edilmiştir.



Şekil 3.4. Transfer Kutusu Devrede İken HMT Vites Geçiş Diyagramı

Şekil 3.4.'de HMT'nin sağladığı maksimum çekiş kuvvetinin 260 [kN] mertebelerinde olduğu görülmektedir.

Tavşan modu olarak adlandırılan Transfer Kutusu devrede iken sağlanan bu çekiş kuvvetine karşılık;

Denklem (3.1) tekrar hesaplandığında;

$$M_m = M_t / (z \cdot 9,807)$$

(2.2) denklemi kullanarak;

$$M_t = F_{\max} \cdot r$$

Diferansiyel göbeğine bağlanan her bir hidromotor için tork isteri;

$$M_m = (260 \cdot 0.719) / (2 \cdot 9,807) = 9530 \text{ Nm}$$

olarak bulunur.

Birinci seyir hali için hesaplanan ;

$$M_{m1} = 0159.1255.420.0,96 = 8047 \text{ Nm}$$

Hidromotor tork çıktısının, bu sonuç ile Transfer Kutusu (**Tablo 2.1.'de verilen 1.88 oran**) gereksinimlerini de %80 mertebelerinde karşılayabildiği sonucuna varılabilir ve HMT'nin yansıra Transfer Kutusu ihtiyacını da karşıladığı görülmektedir.

Sonuç olarak HMT Transfer kutusu devrede iken tırmanma kabiliyeti, HST sistemindeki yüksek tork hidromotorlar ile %20 oranında azalacaktır.

Yukarıda oluşturulan HMT ve HST matematiksel modellemeleri ve denklemlerinin, kullanılan Dizel Motor ve Transmisyon veri datasıyla, sağlaması yapılmıştır.

3.2.3. 2+2 Hidromotor değişim hız bölgesi

Şekil 3.3 incelendiğinde aracın 80 km/h hıza 5. Viteste ulaştığı görülmektedir. Çalışmada, öngörülen hidromotor hız değişim bölgesi için bu bilgi kullanılarak bundan sonra yapılacak 2+2 Hidromotor seçimleri 1. ve 3. Aks göbeklerine montajı HMT 1. ve 2. vites; 2. ve 4. Hidromotor seçimi için HMT vites geçiş grafiğindeki 3, 4 ve 5. vites kuvvet-hız değerleri varsayılmaktadır. Bu varsayıma göre, araç hızlanma anında vites değişim bölgesi hidromotor isterlerinin hesaplanması gerekmektedir.

Tablo 2.1. verilerine göre;

$$P_M = 407 \text{ [kW]} \text{ ve}$$

$$P_m = M_m \times n_m / 9550 \quad (3.14)$$

ve 1 adet Hidromotora sağlanabilen güç girdisi;

$$P_m = P_M / z \quad (3.15)$$

$$P_m = 407 / 2$$

$$P_m = 203,5 \text{ [kW]}$$

2+2 modeli eş zamanlı çalışmadığından toplam dizel gücü (**407 kW**), Hidromotor başına 203,5 kW güç girdisi sağlanabilmektedir.

Şekil 3.3.'deki grafik incelemesinde aracın HMT Tork-Hız girdisi dikkate alındığında 2. viteste HMT'nin sağlayabildiği maksimum çekiş kuvvetinin 75 [kN] ve maksimum hız değerinin 25 [km] olduğu görülmektedir.

Bölüm 3.2.2.'de Yüksek Tork Motoru'nun tork girdisi sağlaması yapılmıştı. Bu bölümde çıkabilmesi istenen hız değeri ihtiyacı hesaplanacaktır.

Denklem (2.14) tekrar hesaplandığında;

$$n_{m-max} = 2,65 \cdot I \cdot V_{max} / r$$

$$n_{m-max} = 2,65 \cdot 9,807 \cdot 25 / 0,719$$

$$n_{m-max} = 904 \text{ dev/dk olması gerekmektedir.}$$

Bölüm 2.1.'de Düşük Tork-Yüksek Hız Motoru için 2892 dev/dk hesaplaması yapılarak ek olarak 2. Vites değişim bölgesinde gerekli tork hesabına ihtiyaç vardır.

Denklem (3.1) tekrar hesaplandığında;

$$M_m = M_t / (z \cdot 9,807)$$

(2.2) denklemini kullanarak;

$$M_t = F_{max} \cdot r$$

Diferansiyel göbeğine bağlanan her bir hidromotor için tork isteri;

$$M_m = (75 \cdot 0,719) / (2 \cdot 9,807) = 2749 \text{ Nm}$$

olarak bulunabilir.

Özet olarak Tablo 3.3. oluşturulmuştur:

Tablo 3.3. HMT 2. Vites Hız Değişim Bölgesi Hidromotor Tork&Hız İsterleri

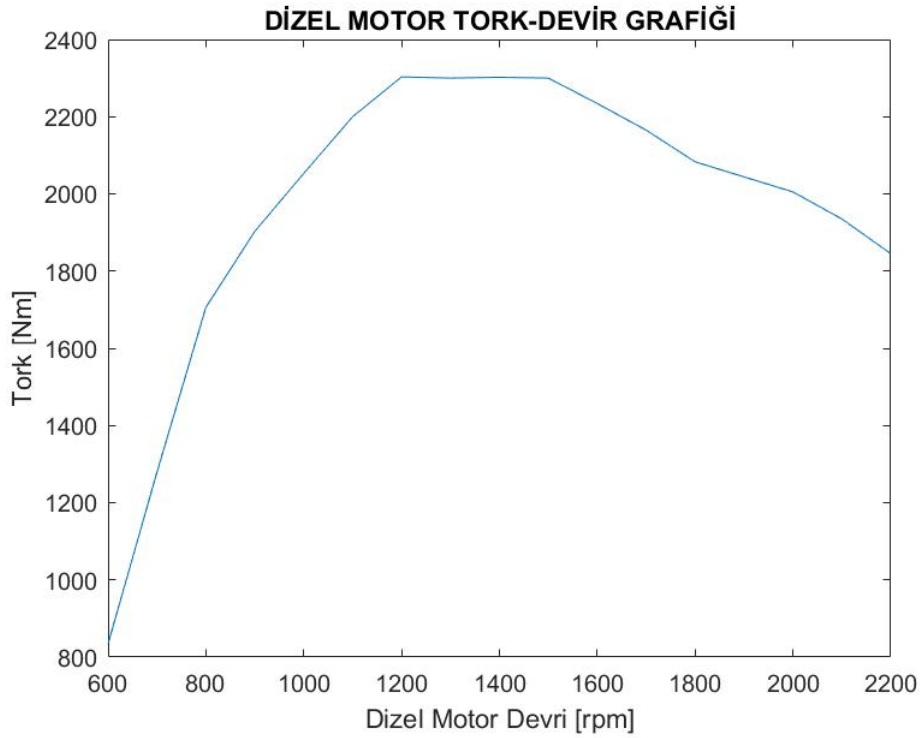
<u>2+2 Hidromotor</u> <u>Parametreleri</u>	<u>Maksimum Hidromotor</u> <u>Momenti [Nm]</u>	<u>Maksimum Hidromotor</u> <u>Devri [dev/dk]</u>
Yüksek Tork Düşük Hız Motoru	8047	904
Düşük Tork-Yüksek Hız Motoru	2749	2892

Çalışmanın matematiksek modellemesi bu aşamada tamamlanmış olup, HST girdilerine çıktı sağlayan HMT transmisyon sisteminin ve HST transmisyon sisteminin alt komponentleri, MatLab Simulink paketi içerisinde bulunan SimHydraulics ve SimMechanics araçları ile modellenerek; aynı şartlar altında (Dizel Motor, Araç Yüğü, Yol Senaryosu, İvmelenme Süresi v.b) karşılaştırmaları yapılmıştır. Bu aşamadan sonra HST ve HMT simulink modelleri kurularak, ilgili çıktılar karşılaştırılacaktır.

4. SIMULINK MODELLER

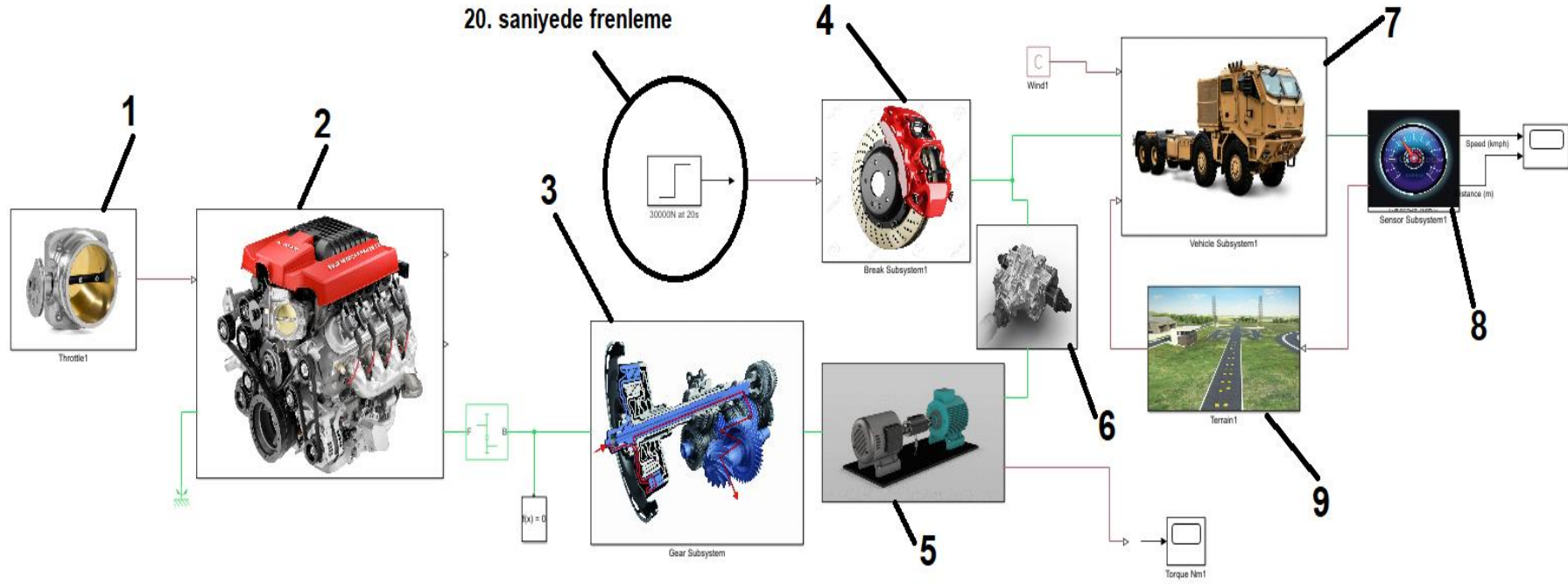
HMT ve HST transmisyon sistemlerinin alt komponentleri, MatLab Simulink paketi içerisinde bulunan SimHydraulics ve SimMechanics araçları ile modellenerek; aynı şartlar altında (Dizel Motor, Araç Yüğü, Yol Senaryosu, İvmelenme Süresi v.b) karşılaştırmaları yapılmıştır. Diğer tüm komponentler aynı kalmak şartıyla hidromekanik transmisyon ile hidrostatik transmisyon bu komponentlere akuple edilerek simülasyon tamamlanmıştır.

İlk etapta Tablo 3.2.'de verilen motor datası Matlab programında tekrar çizdirilerek doğrulanmış ve Tablo 4.1.'de gösterilmiştir (EK 9).



Şekil 4.1. Dizel Motor Tork-Hız Grafiği

4.1. HMT Modeli



Şekil 4.2. HMT Simülasyon Modeli

- 1- Boğaz Kelebeği, 2- Dizel Motor, 3-HMT, 4-Disk Fren, 5-Kardan Şaft, 6-Diferansiyel, 7-Taktik Tekerlekli 8x8 Araç, 8-Odometre, 9-Yol Parkuru

Şekil 4.2.'de verilen modelde;

- Boğaz Kelebeği %100 açık pozisyonda tutulmuştur.
- Dizel Tahrik Motoru girdileri; araç tork, hız ve motor atalet verileri ile oluşturulmuştur. İlgili program kodları ve veriler (EK 7)'de sunulmuştur. Şekil 4.1.'de program görseli yer almaktadır.
- Araç hidromekanik transmisyonu 5 vites olarak oluşturulmuş ve vites geçişlerindeki çevrim oranı (EK 1)'de verilen WAICAHİ marka ürüne ait girdilerdir. Ayrıca 130 mm çapta efektif tork çapına ait "Friction Disc Cluth" kullanılmıştır. Şekil 4.4.'de program görseli yer almaktadır.
- Fren mekanizması da 280mm çapta efektif tork çapı ile sabit sürtünme katsayısı olarak modellenmiştir. Şekil 4.5.'de program görseli yer almaktadır.
- HMT'yi Diferansiyele bağlayan kardan mili için (**0.2 kg*m²**) atalet momenti girdisi yer almaktadır.
- Diferansiyel bağlantısı (**9.807**) toplam çevrim oranını simülasyon edecek şekilde kullanılmış ve sabit sürtünme katsayısı ile (**%92**) verim değerinde çalışmaktadır.
- TTA Araç modeli 48 Ton yük ile 8x8 araç için "*Tire Magic Formula*" ile modellenmiştir. İlgili araç/tekerlek girdileri (EK 9)'de sunulmuştur. Şekil 4.6.'de program görseli yer almaktadır.
- Yukarıda verilen bilgiler doğrultusunda aracın (EK 4)'de verilen Motor Datası olan 97.5 saniye içerisinde 80 km hıza ulaşma anı gözlemlenmiş ve Şekil 4.7.'de verilmiştir.
- Araç yol parkuru için 0⁰ 'de düz parkur kullanılmış yine (EK 4) verileri referans alınarak ilgili parkur oluşturulmuştur.

Bu modelleme ile ayrıca araç hızlanma anındaki, HMT vites geçiş etkileri; Tekerlerde oluşan normal kuvvetler ile araç hızlanma anında yapılan frenleme etkilerinin aktarma organları yataklarına olan etkileri HST verileri ile karşılaştırılarak incelenecektir.

Block Parameters: Generic Engine1

Generic Engine

Represents a system-level model of spark-ignition and diesel engines suitable for use at initial stages of modeling when only the basic parameters are available. Optional idle speed and red line controllers are included.

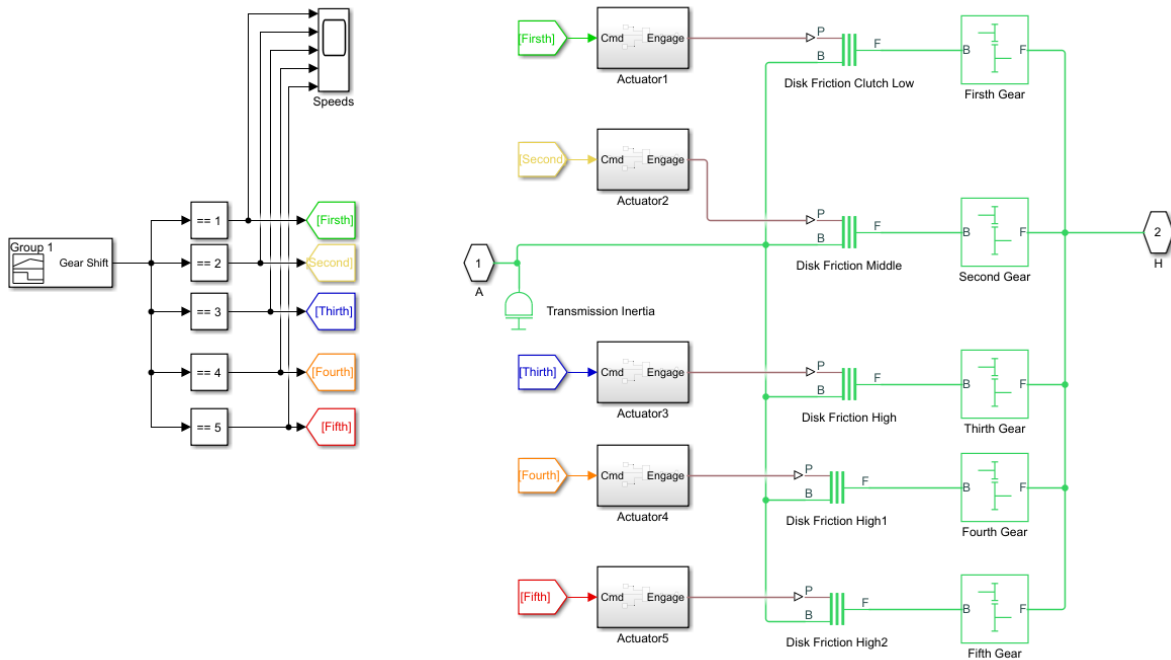
The throttle input signal T lies between zero and one and specifies the torque demanded from the engine as a fraction of the maximum possible torque. If the engine speed falls below the Stall speed, the engine torque is blended to zero. If the engine speed exceeds the Maximum speed, the simulation stops and issues an error message.

Connections F and B are mechanical rotational conserving ports associated with the engine crankshaft and engine block, respectively. Connections P and FC are physical signal output ports through which engine power and fuel consumption rate are reported.

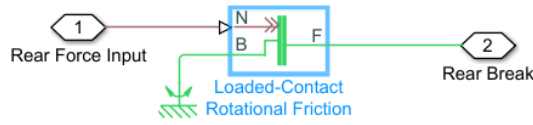
Settings

Engine Torque	Dynamics	Limits	Fuel Consumption	Speed Control
Model parameterization:		Tabulated torque data		
Speed vector:	Engine_Speed			rpm
Torque vector:	Torgue_Data			N*m
Interpolation method:	Linear			

Şekil 4.3. Dizel Motor Matlab Datası



Şekil 4.4. HMT Matlab Logic Modeli



Block Parameters: Loaded-Contact Rotational Friction

Loaded-Contact Rotational Friction

Represents a model of a loaded-contact rotational friction that transmits torque between two rotating shafts. The friction is applied when the normal force presented at the physical signal port N exceeds the Threshold force. For the shafts to lock, the relative follower-base speed must be less than the Velocity tolerance, and the transmitted torque must be less than the static friction limit. The shafts remain locked unless the torque transmitted exceeds the static friction limit.

Connections B (base) and F (follower) are mechanical rotational conserving ports. Optionally include thermal effects and expose thermal conserving port H by right-clicking on the block and selecting Simscape block choices to switch between variants.

Settings

Geometry	Friction	Viscous Losses	Initial Conditions
Geometry model:	Define effective radius		
Effective torque radius:	280	mm	

Şekil 4.5. Disk Fren Matlab Modeli

Block Parameters: 525_80R25_REAR_tire

Tire (Magic Formula)

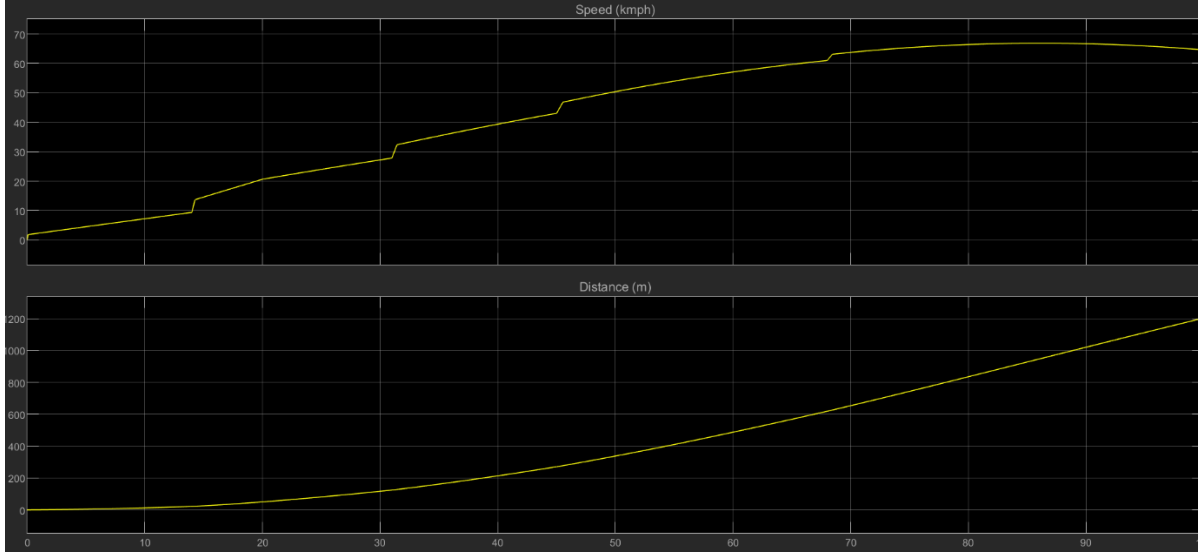
Represents the longitudinal behavior of a highway tire characterized by the tire Magic Formula built from Tire-Road Interaction (Magic Formula) and Simscape Foundation Library V. Optionally, the effects of tire inertia, stiffness, and damping can be included.

Connection A is the mechanical rotational conserving port for the wheel axle. Connection S is a physical signal output port for the vehicle. Connection N is a physical signal input port that applies the normal force. Connection S is a physical signal output port for tire slip. Optionally expose physical signal port M by setting Parameterize by to Physical coefficients. Physical signal port M accepts a four element vector corresponding to the Magic Formula coefficients.

Settings

Main	Geometry	Dynamics	Rolling Resistance	Advanced
Parameterize by: Constant Magic Formula coefficients				
Magic Formula B coefficient:		tire_b		
Magic Formula C coefficient:		tire_c		
Magic Formula D coefficient:		tire_d		
Magic Formula E coefficient:		tire_e		

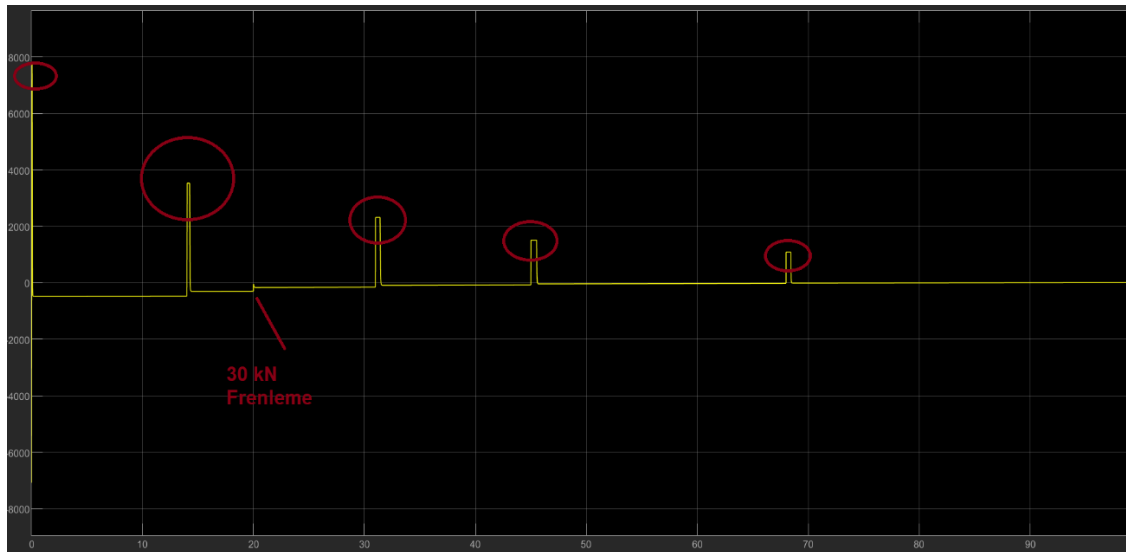
Şekil 4.6. Magic Tire Formula / Araç Body Modeli



Şekil 4.7. HMT Araç Hızlanma Anı

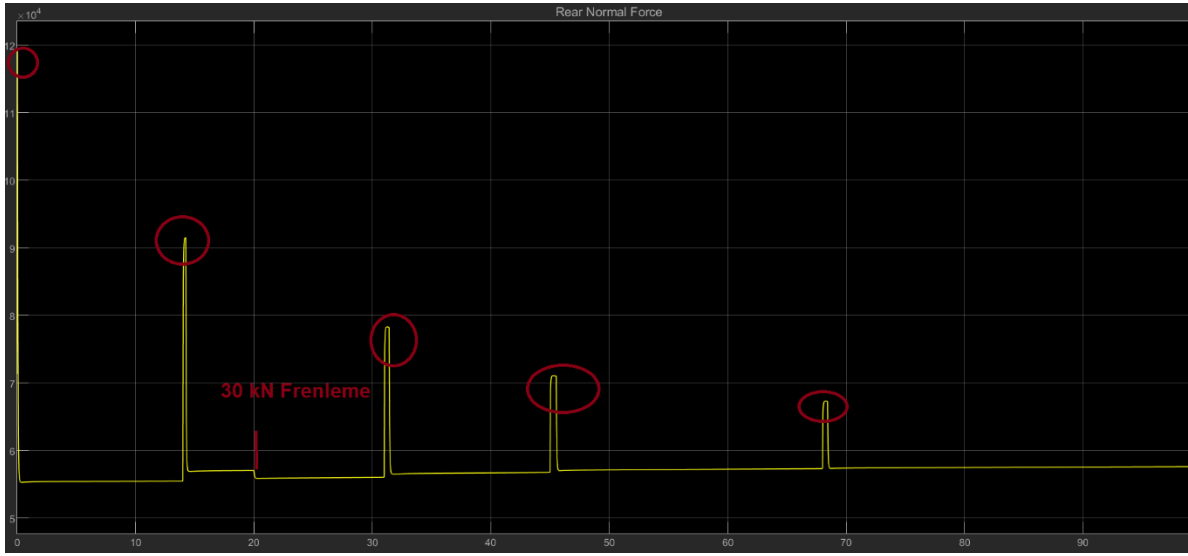
Şekil 4.7.'de görüldüğü üzere, HMT çalışma karakteristiği gereği vites geçişlerinde ani hız değişimleri görülmektedir. Bu durum mekanik yataklarda ekstra yüklerle sebep olmakta ve aktarma organlarında kullanılan malzeme ömrünü azaltmaktadır. Çalışmanın devamında HST çalışma karakteristiği gereği gözlemlenmemesi gereken bir noktadır.

Aracın 80 km/h hıza 97.5 saniyede ulaşamaması akslarda fren yükünün gözlemlenmesi için eklenen 20. Saniyedeki 30 kN yükteki fren işleminin uygulanmasıdır. Yukarıda bahsedilen vites geçişlerindeki ani tork değişimi ve frenleme esnasındaki yük davranışı Şekil 4.8.'de verilmiştir.



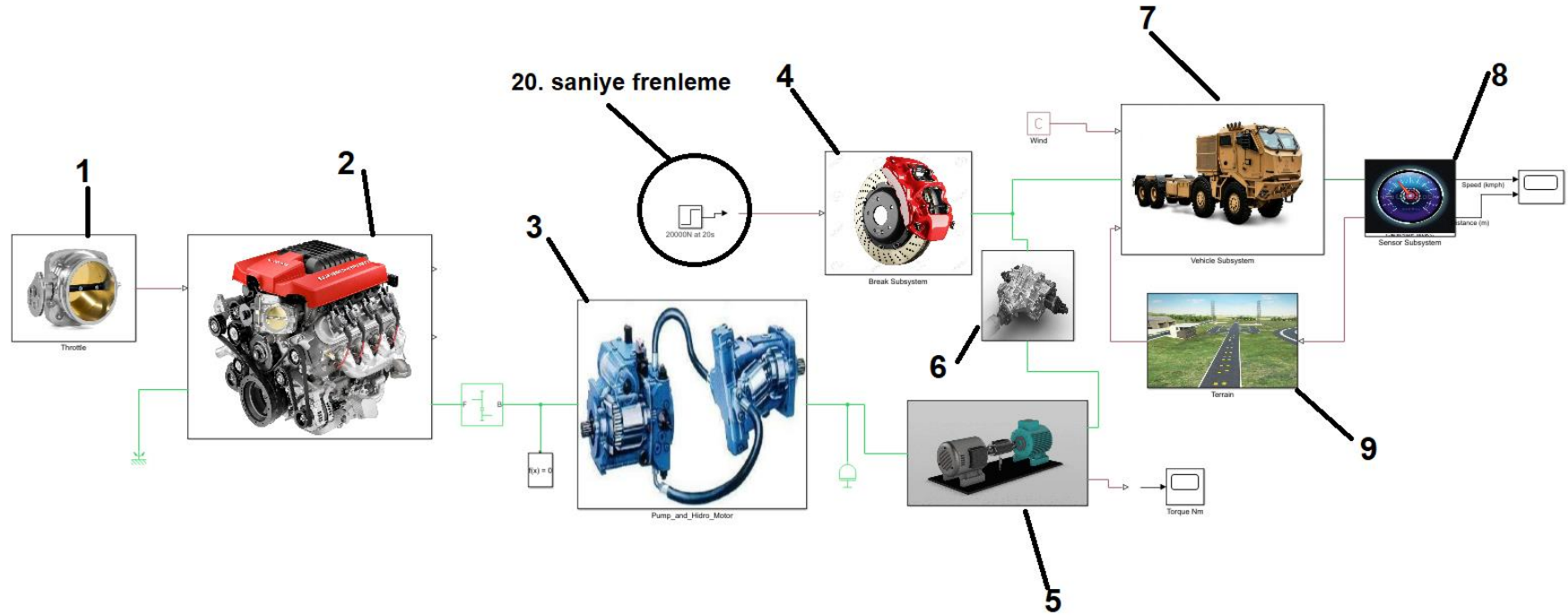
Şekil 4.8. HMT vites Geçişlerindeki Ani Tork Değişimi

HMT sistemlerinde en önemli dezavantajlardan birisi vites geçişlerinde aks yükünün oluşumudur. Her vites geçişi tahrik organlarındaki yük boşalması ve tekrar yüklenmesi sonucu azalan bir yük eğrisi göstermektedir. Şekil 4.9.'da birinci viteste 12 kN yük görülürken ikinci viteste bu yük 9 kN mertebelerinde oluşmakta ve artan vites geçişlerinde de azalarak oluşumu gözlemlenmektedir. Sabit vites anında aks yükü 5.5 kN mertebelerindedir. Bu durum her vites çevriminde aks mekanizmasında ekstra yük oluşumuna sebebiyet vermektedir.



Şekil 4.9. HMT Vites Geçişlerindeki Aks Yüğü Değişimi

4.2. HST Modeli



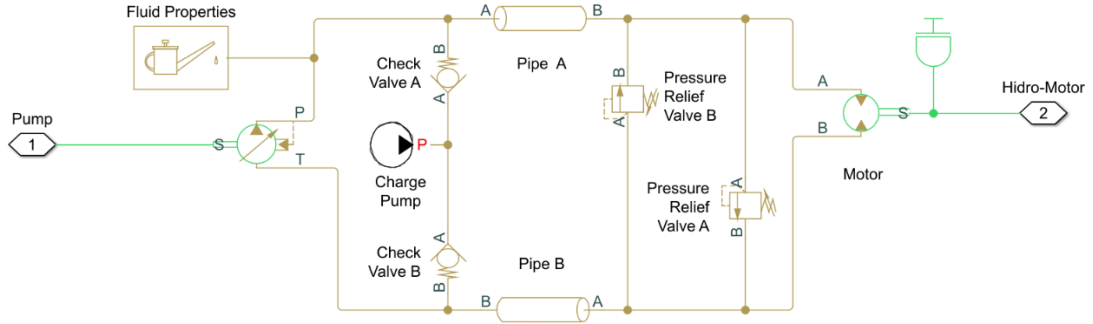
Şekil 4.10. HST Simülasyon Modeli

- 1- Boğaz Kelebeği, 2- Dizel Motor, 3-HST, 4-Disk Fren, 5-Kardan Şaft, 6-Diferansiyel, 7-Taktik Tekerlekli 8x8 Araç, 8-Odometre, 9-Yol Parkuru

Şekil 4.10.'da verilen modelde;

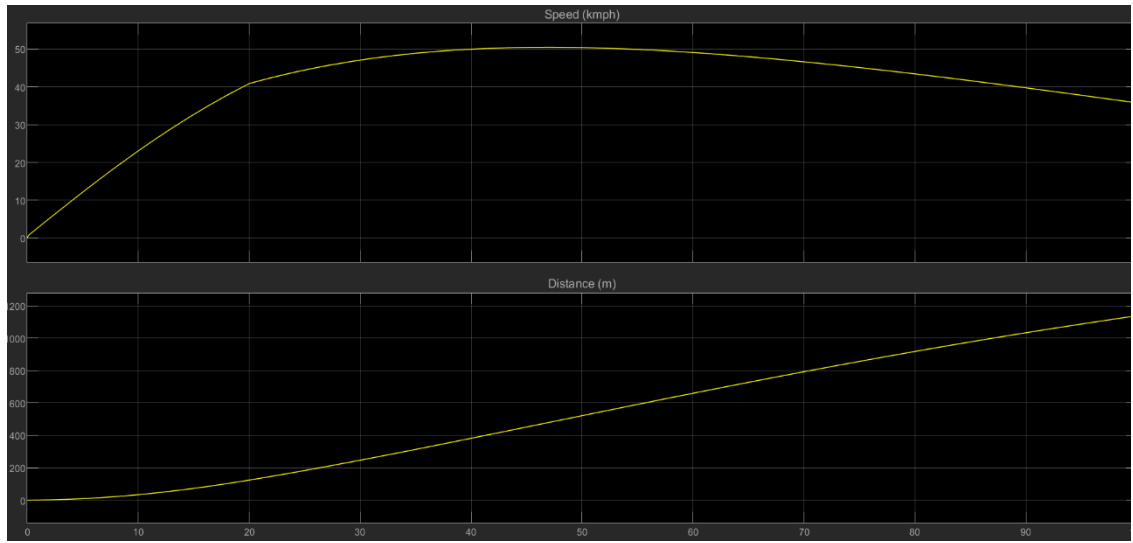
- Boğaz Kelebeği %100 açık pozisyonda tutulmuştur.
- Dizel Tahrik Motoru girdileri; araç tork, hız ve motor atalet verileri ile oluşturulmuştur. İlgili program kodları ve veriler (EK 7)'de sunulmuştur. Şekil 4.1.'de program görseli yer almaktadır.
- Araç hidrostatik transmisyonu değişken deplasmanlı hidrolik pompa ve hidrolik motor motor ile oluşturularak, kapalı çevrim oluşturulmuştur. Şekil 4.11.'de program görseli yer almaktadır.
- Fren mekanizması da 280mm çapta efektif tork çapı ile sabit sürtünme katsayısı olarak modellenmiştir. Şekil 4.5.'de program görseli yer almaktadır.
- HMT'yi Diferansiyele bağlayan kardan mili için (**0.2 kg*m²**) atalet momenti girdisi yer almaktadır.
- Diferansiyel bağlantısı (**9.807**) toplam çevrim oranını simülasyon edecek şekilde kullanılmış ve sabit sürtünme katsayısı ile (**%92**) verim değerinde çalışmaktadır.
- TTA Araç modeli 48 Ton yük ile 8x8 araç için "*Tire Magic Formula*" ile modellenmiştir. İlgili araç/tekerlek girdileri (EK 9)'de sunulmuştur. Şekil 4.6.'de program görseli yer almaktadır.
- Yukarıda verilen bilgiler doğrultusunda aracın (EK 4)'de verilen Motor Datası olan 97.5 saniye içerisinde 80 km hıza ulaşma anı gözlemlenmiş ve Şekil 4.12.'de verilmiştir.
- Araç yol parkuru için 0⁰ 'de düz parkur kullanılmış yine (EK 4) verileri referans alınarak ilgili parkur oluşturulmuştur.

Bu modelleme ile ayrıca araç hızlanma anındaki, HMT vites geçiş etkileri; Tekerlerde oluşan normal kuvvetler ile araç hızlanma anında yapılan frenleme etkilerinin aktarma organları yataklarına olan etkileri HMT verileri ile karşılaştırılarak incelenecektir.



Şekil 4.11. HST Kapalı Çevrim Hidrolik Sistemi

Bu sistemde *Transmission Fluid ATF Dextron III* hidrolik yağ kullanılmış ve kapalı çevrim sistemlerde oluşan hidrolik pompa iç kaçak hidrolik yağ, görselde belirtilen şarj pompasıyla beslenmiştir.



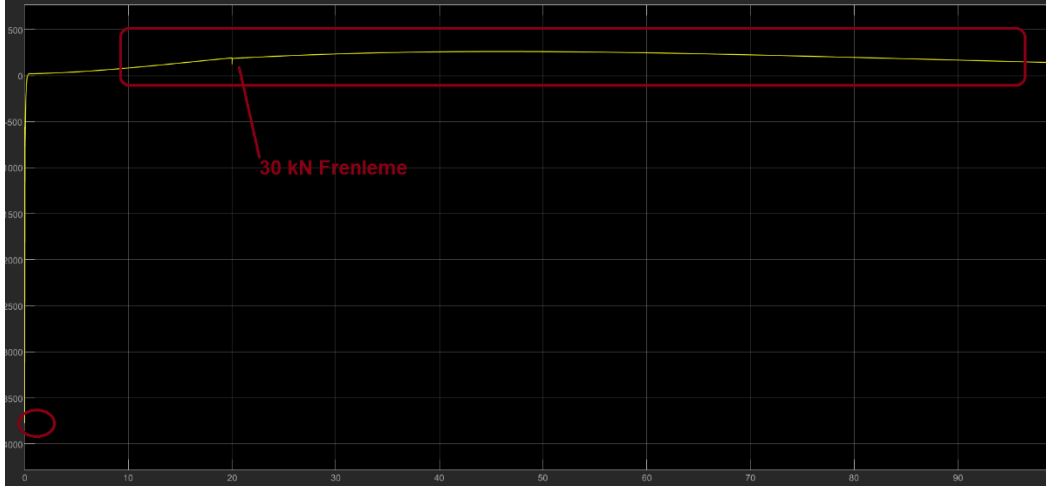
Şekil 4.12. HST Araç Hızlanma Anı

Şekil 4.12.'de görüldüğü üzere, HST çalışma karakteristiği gereği vites geçişlerinde ani hız değişimleri görülmemektedir. Bu durum mekanik yataklarda ekstra yük oluşturmamakla birlikte aktarma organlarında kullanılan malzeme ömrünü de olumlu etkileyecektir.

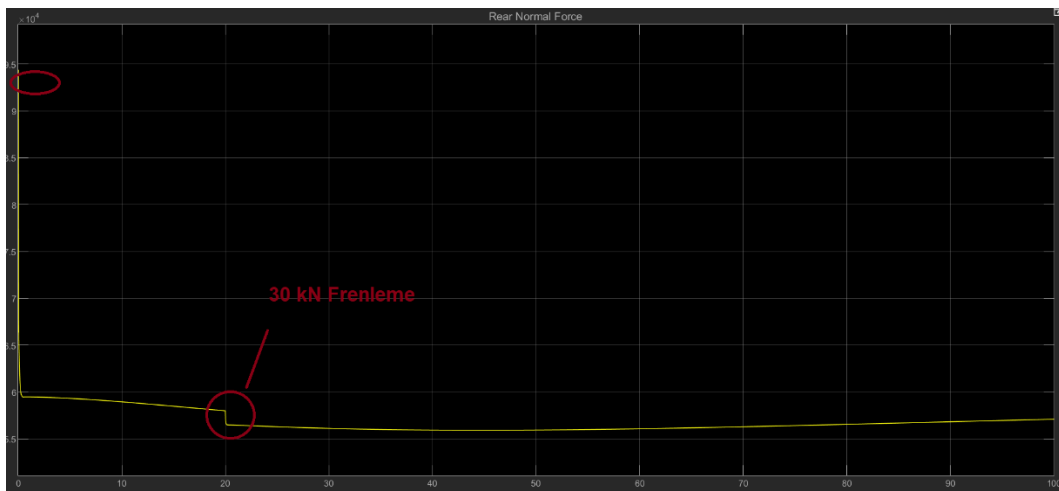
Şekil 4.7.'de HMT vites geçiş görselindeki süreksiz geçişlere nazaran bu sistemde sürekli vites geçişi söz konusudur. Sonsuz çevrim oranına, bu transmisyon modelinin en büyük avantajlarından biridir.

Aracın 80 km/h hıza 97.5 saniyede ulaşamaması akslarda fren yükünün gözlemlenmesi için eklenen 20. saniyedeki 30 kN yük ile fren işleminin uygulanması ve Bölüm 3.2.2.'de belirtilen (**%80 tork isterinin karşılanabilmesi**) hidromotor karakteristiğinden kaynaklanmaktadır. Yani HST sisteme sahip araç hidromotor tork çıktısı, HMT birinci vites tork isterinden %20 oranda daha düşük tork çıktısına sahip olduğu için beklenen sürede hız isterini %80 oranında karşılayabilmektedir.

Ayrıca HMT sisteminde bahsedilen vites geçişlerindeki ani tork değişimi bu sistemde gözlenmemektedir. Sadece mekanik frenin akslarda ekstra yük oluşturduğu ve yük davranışı Şekil 4.13.'de ve Şekil 4.14.'de verilmiştir.



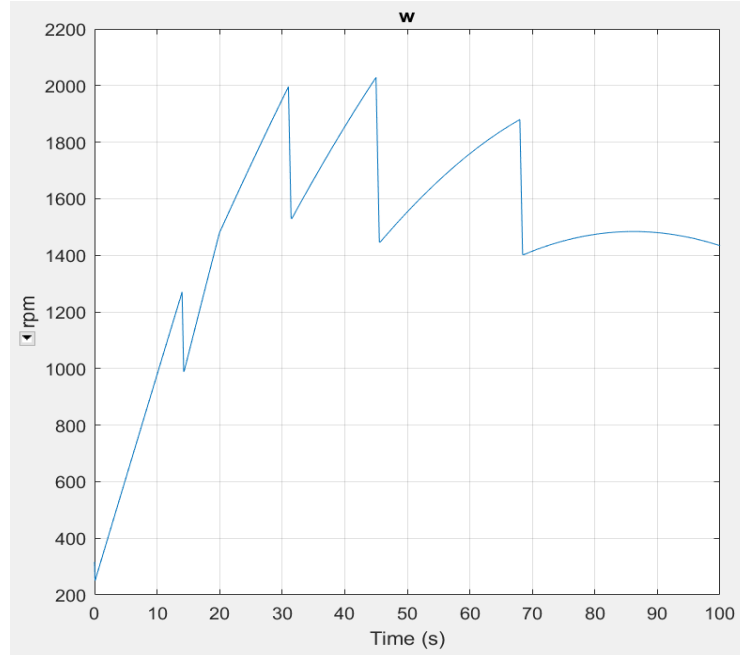
Şekil 4.13. HST Vites Geçişlerindeki Tork Değişimi



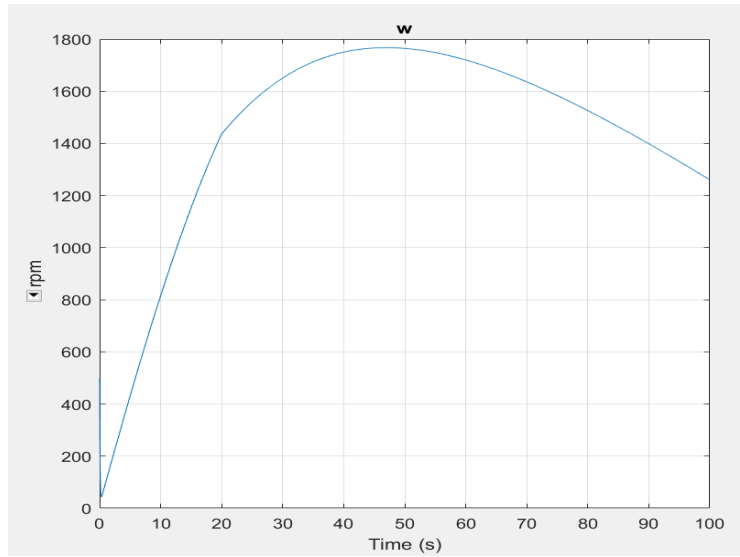
Şekil 4.14. HST Vites Geçişlerindeki Aks Yüğü Değişimi

Şekil 4.14.'de sadece araç hızlanmaya başladığı anda ve fren anında ekstra aks yükü gözlemlenmiş ve sürekli vites geçişlerinde ekstra aks yükü görülmemekle bu değer 5.5 kN mertebelerine sabit yük olarak kalmıştır.

Modelleme sonunda dizel motorun HMT ve HST çalışma esnasındaki davranışı incelenmiş ve Şekil 4.15. ve Şekil 4.16.'da verilerle grafik çıktıları sonuç bölümünde yorumlanmıştır.



Şekil 4.15. HMT Tahrik Dizel Motor Devir Değişimi



Şekil 4.16. HST Tahrik Dizel Motor Devir Değişimi

5. SONUÇ

Çalışma neticesinde hidrostatik transmisyon teknolojisinin saha koşullarında maden araçları, havalimanı apron taşımacılığı, iş makineleri ve traktör gibi araçlarda yani düşük hızlarda seyir eden araçlarda uygulamalı olarak kullanılabilirliği incelenmiştir. Bu inceleme neticesinde yoğunluklu olarak teker tahrikli hidrostatik sistemlerin kullanıldığı görülmüştür. Tekerden istenen yüksek moment ve yüksek hız isterinin R çevrim faktöründe ($R>3$) gerek koşulların ne şekilde değiştiğine değinilmiştir. Araç ağırlığı arttıkça, tekerden istenen moment parametresinin de aynı şekilde arttığı ek olarak hız bölgelerinin 80 km/h hıza çıktığı Ağır Taktik Araçlar için $R>9$ koşulu gerçekleşmiştir. Bu netice ile kullanılması gereken hidrostatik teknolojisinin teker tahrikli değil aks tahrikli olması gerektiği ek olarak aks tahrikinin yanı sıra ek çevrim oranı sağlayan transfer kutusu ve/veya kademeli dişli kutusu ihtiyacı ortaya çıkmıştır.

Yapılan çalışma aks tahriği ile modellenmiş ve transfer kutusu geçiş bölgesi hariç tutularak yüksek çeki kuvveti ihtiyacının yüksek hız bölgesine doğru seyir etme grafiğinde sonsuz çevrim oranlı geçiş görülmüştür. Bu kademesiz geçiş Değişken Deplasmanlı Hidrolik Pompa ve yine Değişken Deplasmanlı Hidrolik Motor'larda yer alan eğim plakası (swash plate) teknolojisi ile gerçekleşmektedir.

Araç tork isterindeki yük geçişleri sırasında bahsi geçen eğim plakası basınç kaynaklı dirence bağlı olarak konumunu ayarlamakta ve sürekli/kademesiz vites geçişine imkân vermektedir. Kalkış anında pompadaki minimum deplasman gerekliliği araç hızlanma bölgesi geçişinde kendini maksimum deplasman konumu doğrultusunda eğim plakası açısını sistemdeki hidrolik debisini arttıracak yönde artmaktadır. Bu esnada hız isteri söz konusu olduğundan Hidrolikmotor eğim plakası 0^0 konumuna doğru hareket ederek deplasmanı azaltmakta ve hızlanma konumuna geçmektedir.

Bahse konu eğim plakası açı değişimi kademesiz vites değişimine imkan sağlamakla birlikte, Dizel motor tarafında hidromekanik transmisyonda görülen ani devir kayıplarını da ortadan kaldırmaktadır. Ek olarak güç aktarım elemanlarında bu ani tork değişimlerinin yarattığı ekstra yataklama elemanlarındaki kuvvetleri de simülasyon sonuçlarında verilen grafiklerde incelendiğinde elemine edilmektedir. Bakım, onarım ve idame edilebilirlik esnasında da bu sistemin sağladığı mali avantajlar göz ardı edilmemelidir. Gelecek çalışmalarda 420 bar basınç altında çalışan bu sistemlerin soğutma mekanizması ile akuplasyonu sonucu hidromekanik transmisyona göre verim bölgeleri ve soğutma sistemi dahil edilerek yakıt tüketimi incelenebilir.

KAYNAKLAR

- [1] P. Kaplangı, “Hidrostatik Tahrikli Arazi Araçları İçin Yüksek Verimli Tahrik Sistemleri”, *V. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi*, 2008.
- [2] A. O. Kaptı, M. Karabektaş “Bir Çatallı Yükleyici İçin Hidrostatik Güç İletim Sistemi Tasarım Kriterlerinin İncelenmesi”, *SAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 9.Cilt, 1.Sayı, 2005.
- [3] B. Watson, “Mobile Equipment Hydraulics A Systems and Troubleshooting Approach Modern Diesel Technology”, Delmar, Cengage Learning, 2011.
- [4] E. Sokolovskij, “Automobile braking and traction characteristics on the different road surfaces,” *Transport*, vol. 22, no. 4, pp. 275-278, 2007.
- [5] K. Dasgupta, “Analysis of a Hydrostatic Transmission System Using Low Speed High Torque Motor, Mechanism and Machine Theory” pp. 1481-1499, 2000.
- [6] S. Rinck, “Hydraulic Drive Systems For High-Performance Wheeled Excavators,” *Rexroth Information Quarterly*, vol. 3, pp. 13-17, 1995.
- [7] C.L.G. Worn, A.C. Walker, “New hydrostatic transmission replaces gearbox,” *SAE Journal*, vol. 74, no. 4, pp. 650-689, 1966.
- [8] M.S. Kumbasar, “Hidrostatik Tahrik ve Kapalı Devrelerde Tasarım Kriterleri” *I. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi*, 1999.
- [9] C. Canlı, “Kapalı Devre Hidrostatik Trasnmisyonlar”, *V. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi*, 2008.

EKLER

EK 1: WEICHAI MARKA FC6A250 TC42833 CONVERTER SERİSİ HİDROMEKANİK TRANSMİSYON TEKNİK VERİLERİ



Xi'an FC Intelligence Transmission Co., Ltd.



FC6A210/250 Transmission

ELECTRONIC FEATURES

SAE J1939 communications with vehicle systems, including:

- Engines
- OEM dashboards
- Antilock braking systems
- Traction control systems
- Caterpillar® ET service tool

Electronic drivers and switch inputs

- PTO operation
- Starter interlock
- Backup alarm
- Range and speed indication

Shift Selector

- 6 button, dual display
- Lever, dual display

Cat Messenger Display compatibility

- Transmission and engine status display
- Transmission and engine diagnostic display
- Reprogramming of selected engine and transmission customer parameters

Customer Parameter Programming

- PTO functions
- Range selection inhibits
- Special vehicle operation modes
- Engine retarder operation modes

SPECIFICATIONS

	210	250
Max. Gross Input Power-kW(hp)		
■ City Transit Bus	331(443)	410(550)
■ Tour Bus	360(483)	447(600)
■ School Bus	360(483)	447(600)
■ Motor Homes	380(510)	468(625)
■ Port Tractor	294(394)	373(500)
■ Road Truck	331(443)	410(550)
■ Mining Truck	331(443)	410(550)
■ Heavy-Duty Vehicle	360(483)	447(600)
■ Refuse Truck/Concrete Mixer	294(394)	373(500)
■ Emergency Vehicle/ Fire Truck	360(483)	447(600)
■ Special Vehicle	360(483)	447(600)
Max. Gross Input Torque - N·m (lb-ft)		
■ City Transit Bus	2000(1478)	2400(1770)
■ Tour Bus	2100(1558)	2510(1860)
■ School Bus	2100(1558)	2510(1860)
■ Motor Homes	2178(1605)	2578(1900)
■ Port Tractor	1937(1438)	2337(1690)
■ Road Truck	2000(1478)	2400(1770)
■ Mining Truck	2000(1478)	2400(1770)
■ Heavy-Duty Vehicle	2100(1558)	2510(1860)
■ Refuse Truck/Concrete Mixer	1937(1438)	2337(1690)
■ Emergency Vehicle/ Fire Truck	2100(1558)	2510(1860)
■ Special Vehicle	2100(1558)	2510(1860)
Rated Input Speed - rpm	2100	
Minimum Input Speed - rpm	600	
Maximum Input Speed - rpm	2500	

TORQUE CONVERTER

Model	TC42833	TC42731	TC42531
Stall Torque Ratios	1.9	2.3	2.6

STANDARD EQUIPMENT

- Electronic Control Unit (ECU)
- Electronic data link, SAE J1939, SAE J1587
- Electrical system 12V, 24V
- Integral torque converter
- Oil filler tube/dipstick location right
- Oil level sensor
- SAE No.1 bell housing

ACCESSORY EQUIPMENT

- Cat® Messenger Display
- Oil filter options: transmission or remote mounted cartridge available

GEARS

Forward/Reverse	6F/1R
-----------------	-------

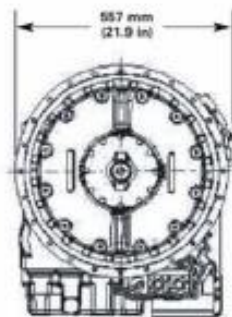
PLANETARY GEAR RATIOS

1F	2F	3F	4F	5F	6F	1R	Overall
4.40	2.33	1.53	1.00	0.72	0.61	-3.97	7.21

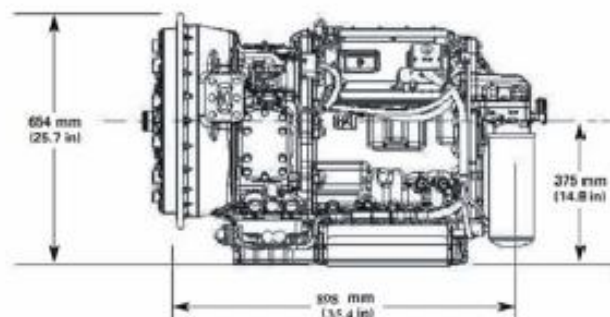
FC6A210/250 TRANSMISSION



DIMENSION & WEIGHT



Standard



CLUTCHES

- Clutches - electro-hydraulic fully modulated, oil cooled, multidisc
- Clutch modulation control - Cal® Electronic Clutch Pressure Control (ECPC)

INSTALLATION CONNECTIONS

- 2 cooler lines (in/out) front
- 2 electrical connectors

OIL FLUIDS

Fluids

- Shell-Fast II ATF special for XIAN FC AT for extended intervals
- Dexron® IIIH ATF

Max sump oil temperatures

- Continuous: 200°F (93°C)
- Intermittent: 250°F (121°C)

Refill volume (excludes lines and cooler)

- Standard Sump: 25 L (6.5 gal)
- Retarder Sump: 27 L (7.0 gal)

TRANSMISSION ROTATION

- Input rotation - SAE J824 standard
- Output rotation - forward, same as input reverse, opposite of input

Dimension & Weight

Dimension & Weight	Length*	Depth**	Weight***
Standard(With Side PTO Interface)	898mm(35.4in)	375mm(14.8in)	411kg(906lbs)
With Side&Rear PTO Interface	898mm(35.4in)	375mm(14.8in)	415kg(915lbs)
With Side PTO Interface and Retarder	1002mm(39.4in)	397mm(15.6in)	494kg(1088lbs)
With Side&Rear PTO Interface and Retarder	1002mm(39.4in)	397mm(15.6in)	498kg(1097lbs)

*from the flywheel housing rear interface to the output shaft end face.

**from the transmission centerline to the bottom.

***Dry (approx), does not include ECU, output yoke, or adaptation hardware.

MOUNTINGS

- Input connection - SAE No.1 dry flywheel housing with flexplate converter drive
- Output connection (yoke) - ISO 8667 T180

INTEGRAL INPUT RETARDER – CAPACITY (OPTION)

Type	Torque	Power
Class3	1700N · m(1255 lb-ft)	423kW(567 hp)
Class2	1345N · m(993 lb-ft)	338kW(453 hp)
Class1	1150N · m(849 lb-ft)	275kW(369 hp)

PTO INTERFACE (REAR. OPTION)

Mounting Positions	Max Continuous Torque	Rotation	Ratio (x Engine Speed)
1 or 8 O' clock Side PTO	950N · m(700 lb-ft)	Same as transmission input	1
Rear PTO	1085N · m(800 lb-ft)	Opposite of transmission input	1.25
Multiple PTO Total	1627N · m(1200 lb-ft)	—	—

OPTIONS

- Integral input retarder
- Rear PTO interface

EK 2: 8x8 HİDROMEKANİK TAHRİK PERFORMANS PARAMETRELERİ

Area and Weight:

Height (m):	3.1
Width (m):	3.1
GVWR (kg):	23000.0
GCWR (kg):	48000.0
Weight Bias Unloaded (%):	100.0
Weight Bias Loaded (%):	100.0

Tires

Number of Tires:	8
Manufacturer:	
Tire Model:	525/80R25
Radius (m):	0.719

Ambient Factors

Wind Resistance Coefficient:	0.700
Rolling Resistance Coefficient:	0.020
Traction Limit Coefficient:	0.700

Engine

Manufacturer:	Weichai
Model:	WP13.550B
Description:	DIESEL
Emission:	
Peak Torque @ Speed (N-m @ rpm):	2550.0
Peak Power @ Speed (kW @ rpm):	407.0

Governed Power @ Speed (kW @ rpm):	407.0
Governed Speed (rpm):	2000.0
Peak Torque Speed (rpm):	950.0

Parasitics

Clutch Fan (kW):	20.0
Alt/Generator (kW):	8.1
Air Compressor (kW):	2.0
Steer Pump (kW):	2.0
Air Conditioning (kW):	0.0
Power Take-Off (kW):	0.0
Transmission Charge Pump (kW):	Measured
Reference Speed (rpm):	2000.0

Transmission

Model:	FC6A250
Converter:	TC42833
Retarder:	YES
Minimum Input Speed (rpm):	600.0
Maximum Input Speed (rpm):	2500.0
Max. Gross Input Power (kW):	410.0
Max. Gross Input Torque (N-m):	2400.0
Rated Input Speed (rpm):	2500.0

Lower Powertrain

Transfer Case:	High	Low
Ratio:	1.000	1.880
Efficiency (%):	97.00	97.00
Propshaft		
Efficiency (%):	98.00	
Axle		
Ratio:	9.807	
Efficiency (%):	93.00	
Overall LPT		
Ratio:	9.807	18.438
Efficiency (%):	88.41	88.41
Inertia		
Engine (kg-m ²):	2.300	
Tires/Wheels (kg-m ²):	33.30	

EK 3: DİZEL MOTOR PERFORMANSI

Engine: WP13.550B
 Transmission: FC6A250
 Converter: TC42833
 Retarder: Yes

Converter: TC42833

No.	Item.	Requirement	Min/Max	Prediction	Units	Comments
1	Engine Speed @ Converter Stall	-	-	1661.7	rpm	
2	Minimum Match Engine Speed	-	Min	1661.7	rpm	
3	Turbine Torque @ Convert Stall	-	Max	3525.0	N.m	
4	Torque Ratio @ Converter Stall	-	-	1.96	-	
5	Engine Speed @ 70% TC Efficiency	-	-	1726.3	rpm	
6	Engine Speed @ 80% TC Efficiency	-	-	1745.0	rpm	

Transmission: FC6A250

No.	Item.	Requirement	Min/Max	Prediction	Units	Comments
7	Input Gross Power	-	Max	407.0	kW	
8	Input Gross Torque	-	Max	2550.0	N.m	
9	Input Speed(Engine Governed Speed)	-	-	2000	rpm	
10	Minimum Input Speed	-	Min	600	rpm	
11	Maximum Input Speed	-	Max	2000	rpm	
12	Transmission Output Speed	-	Max	3368	rpm	
13	Heat Rej. (1st 70% TC Efficiency)	-	Max	113.4	kW	
14	Heat Rej. (1st 80% TC Efficiency)	-	Max	77.8	kW	

EK 4: HIGH RATIO- LOADED DATA

Vehicle/Driveline: High Ratio-Loaded

LPT Ratio: 9.807

Weight (kg): 48000.0

Tires size(m): 0.719

No.	Item.	Prediction			Comments
15	1st Converter Stall Gradeability (%)	41.0%			
16	2nd Converter Stall Gradeability (%)	19.5%			
17	1st 70% TC Eff. Gradeability (%)	32.0%			
18	1st 80% TC Eff. Gradeability (%)	27.7%			
19	Max Grade(%) @ Different Vehicle Speed	Speed (km/h)	Grade (%)		Comments
		2.0	40.7%		
		5.0	33.2%		
		11.3	14.6%		
		20.0	10.3%		
		30.0	6.1%		
		40.0	3.8%		
		50.0	2.8%		
		64.0	1.5%		
		70.0	1.2%		
80.0	0.6%				
20	Acceleration @ 0% Grade (Auto Shift Speed Refer to Full Performance)	Speed (km/h)	Time(S)	Distance (m)	Comments
		20.0	3.5	12.1	
		30.0	7.5	40.6	
		40.0	13.8	102.2	
		50.0	22.9	217.0	
		60.0	37.2	437.8	
		70.0	57.3	801.2	
80.0	97.5	1647.3			
21	Balanced Maximum Vehilce Speed (km/h)	87.2 (Engine Speed 1919 rpm)			

EK 5: LOW RATIO- LOADED DATA

Vehicle/Driveline: Low Ratio-Loaded

LPT Ratio: 18.438

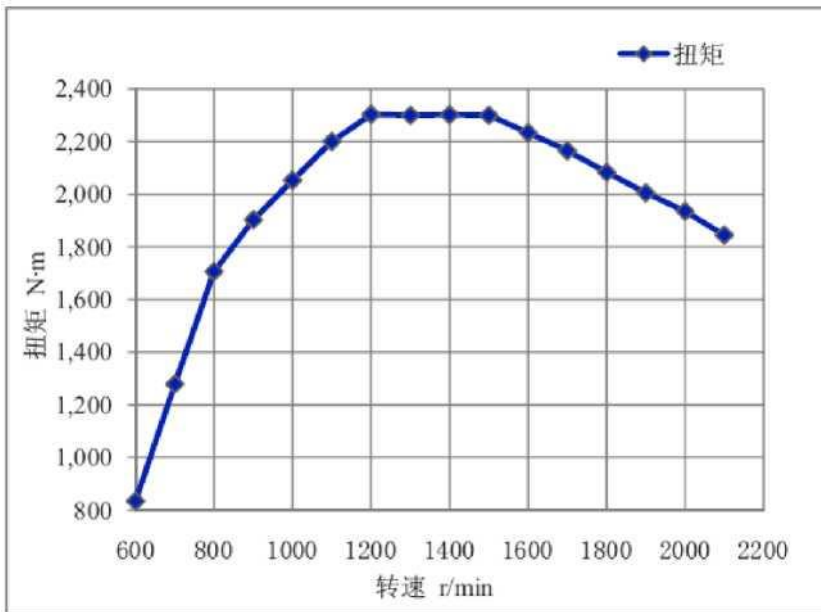
Weight (kg): 48000.0

Tires size(m): 0.719

No.	Item.	Prediction			Comments
29	1st Converter Stall Gradeability (%)	68.0%			
30	2nd Converter Stall Gradeability (%)	40.8%			
31	1st 70% TC Eff. Gradeability (%)	68.0%			
32	1st 80% TC Eff. Gradeability (%)	61.0%			
33	Max Grade(%) @ Different Vehicle Speed	Speed (km/h)	Grade (%)		Comments
		2.0	68.0%		
		5.0	45.3%		
		11.3	20.3%		
		20.0	9.4%		
		30.0	5.8%		
		40.0	3.8%		
		50.0	-		
		64.0	-		
		80.0	-		
34	Acceleration @ 0% Grade (Auto Shift Speed Refer to Full Performance)	Speed (km/h)	Time(S)	Distance (m)	Comments
		20.0	3.2	11.2	
		30.0	7.1	38.7	
		40.0	13.2	98.1	
		50.0	-	-	
		60.0	-	-	
		80.0	-	-	
35	Balanced Maximum Vehilce Speed (km/h)	48.6 (Engine Speed 2011 rpm)			

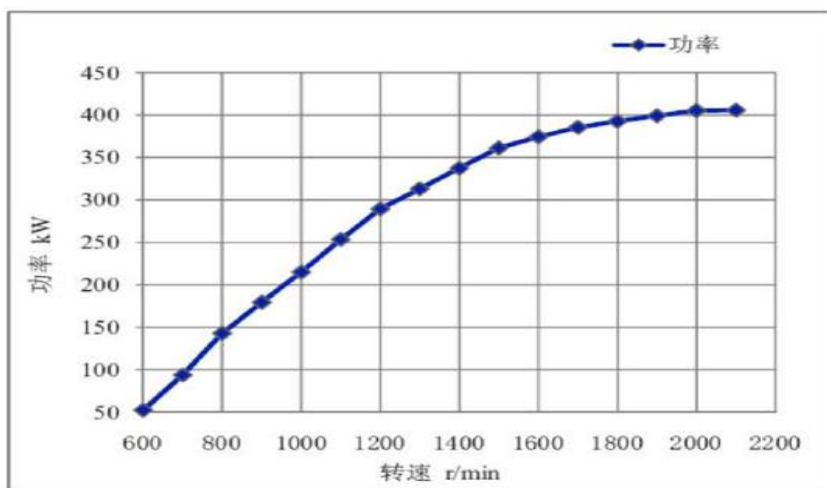
EK 6: WEICHAI POWER TECHNICAL DOCUMENTS WP13.550 ENGINE DATASHEET

Torque curve



Speed r/min	Torque Nm
2200	1845
2100	1935
2000	2005
1800	2083
1700	2165
1600	2234
1500	2300
1400	2302
1300	2300
1200	2303
1100	2200
1000	2053
900	1903
800	1706
700	1279
600	834

Power Curve



EK 7: ARAÇ TAVŞAN MODU HIZ-KUVVET GRAFİĞİ MATLAB KODU

```
Clc
clear all
torque=[834 1279 1709 1903 2053 2200 2303 2300 2302 2300 2234 2165 2083 2005 1935 ];
w_engine=[600 700 800 900 1000 1100 1200 1300 1400 1500 1600 1700 1800 2000 2100 ];
gear_ratio= [4.4 2.33 1.53 1.00 0.72 0.61];
tire_radius=0.719
Speed_reduction_ratio=9.807;
M=48;
g=9.81;
f=0.02;
Slope=[0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15];

for i=[1:1:6];
    gear_ratio(i);
    w_engine_graph= w_engine / (gear_ratio(i)*Speed_reduction_ratio)
    torque_graph = torque * (gear_ratio(i)*Speed_reduction_ratio)
    vehicle_speed= w_engine / (gear_ratio(i)*Speed_reduction_ratio)*2*pi*tire_radius*3.6/60
    Force = (torque * (gear_ratio(i)*Speed_reduction_ratio))/(1000*tire_radius)
    plot(vehicle_speed, Force)
    hold on
end
hold on
curvex= [9.42 18.98 36.13 55.28]
curvey= [138 71 41.84 27.33]
plot(curvex, curvey, 'linewidth',2)
grid on
hold on
```

EK 8: ARAÇ KAPLUMBAĞA MODU HIZ-KUVVET GRAFİĞİ MATLAB KODU

```
clc
clear all
torque=[834 1279 1709 1903 2053 2200 2303 2300 2302 2300 2234 2165 2083 2005 1935 ];
w_engine=[600 700 800 900 1000 1100 1200 1300 1400 1500 1600 1700 1800 2000 2100 ];
gear_ratio= [4.4 2.33 1.53 1.00 0.72 0.61];
tire_radius=0.719
Speed_reduction_ratio=18.438;
M=48;
g=9.81;
f=0.02;
Slope=[0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15];

for i=[1:1:6];
    gear_ratio(i);
    w_engine_graph= w_engine / (gear_ratio(i)*Speed_reduction_ratio)
    torque_graph = torque * (gear_ratio(i)*Speed_reduction_ratio)
    vehicle_speed= w_engine / (gear_ratio(i)*Speed_reduction_ratio)*2*pi*tire_radius*3.6/60
    Force = (torque * (gear_ratio(i)*Speed_reduction_ratio))/(1000*tire_radius)
    plot(vehicle_speed, Force)
    hold on
end

hold on
curvex= [7.016 13.25 20.18 30.87 42.88 50.61]
curvey= [218.3 115.6 75.92 49.62 35.73 30.27]
plot(curvex, curvey, 'linewidth',1)
grid on
hold on
```

EK 9: ARAÇ VE YOL PARAMETRELERİ MATLAB KODLARI

%% Vehicle Parameter

```
rider_mass = 80; %kg
vehicle_mass = 24000; %kg
CG_height = 1654; %mm
drag_coeff = 1.2;
front_axle = 2520; %mm
rear_axle = 2400; %mm
front_area = 1.33; %m^2
engine_inertia = 2.3; %kg*m^2
```

%% Tire Parameters

```
tire_b = 10 ;
tire_c = 1.9;
tire_d = 1 ;
tire_e = 0.97;
tire_dia = 1438; %mm
tire_inertia = 33.30; %kg*m^2
roll_resist = 0.02;
```

%%Engine Speed & Torque Data

```
Engine_Speed = [600 700 800 900 1000 1100 1200 1300 1400 1500 1600 1700 1800 2000
2100 2200];
Torgue_Data = [834 1279 1706 1903 2053 2200 2303 2300 2302 2300 2234 2165 2083 2005
1935 1845];
plot (Engine_Speed, Torgue_Data)
```

%% Terrain Data

```
Slope = (-0.08:0.0008:0.0); %Derece
Distance = (0:20:2000); %m
plot (Distance, Slope)
```

