

**PNÖMATİK MOTOR İLE ÇALIŞAN BİR ARAÇ
PROTOTİPİNİN TASARIMI VE İMALİ**

**2019
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

Ahmet GÜNEY

**PNÖMATİK MOTOR İLE ÇALIŞAN BİR ARAÇ PROTOTİPİNİN
TASARIMI VE İMALİ**

Ahmet GÜNEY

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalında

Yüksek Lisans Tezi

Olarak Hazırlanmıştır

KARABÜK

Haziran 2019

Ahmet GÜNEY tarafından hazırlanan “PNÖMATİK MOTOR İLE ÇALIŞAN BİR ARAÇ PROTOTİPİNİN TASARIMI VE İMALİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. M. Bahattin ÇELİK



Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 25/ 06/2019

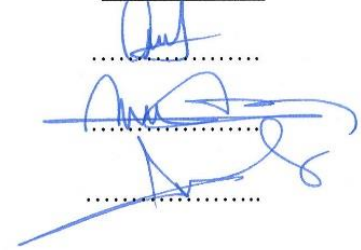
Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

Başkan : Dr. Öğr. Üyesi Mehmet ŞEN (AİBÜ)

Üye : Prof. Dr. M. Bahattin ÇELİK (KBÜ)

Üye : Doç. Dr. Selami SAĞIROĞLU (KBÜ)

İmzası



...../...../2019

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Filiz ERSÖZ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü V.





“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Ahmet GÜNEY

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

PNÖMATİK MOTOR İLE ÇALIŞAN BİR ARAÇ PROTOTİPİNİN TASARIMI VE İMALİ

Ahmet GÜNEY

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Prof. Dr. M. Bahattin ÇELİK

Haziran 2019, 141 sayfa

Günümüz içten yanmalı taşıt motorlarında yakıt olarak fosil türevi yakıtlardan benzin ve motorin kullanılmaktadır. İçten yanmalı motorlarda kullanılan benzin ve motorin, kolayca temin edilebilme avantajı olmasına rağmen, ülkemizde ithalat yoluyla istasyonlarda taşıt kullanıcılarına sunulmaktadır. İthal edilen benzin ve motorin, fiyat artışlarının kontrolümüzde olmaması nedeniyle ulaşım maliyetlerini olumsuz etkilemektedir.

Fosil türevi yakıtlarla çalışan motorlu taşıtların, şehir içi kullanımda yaydığı kirleticiler, insan ve çevre sağlığını olumsuz yönde etkilemektedir. Alınan önlemler ve yasal denetimler ile emisyonların azaltılmasına çalışılmaktadır. Emisyon sınırlamaları, daha az fosil türevi yakıt kullanan içten yanmalı motorların kullanıldığı hibrit motorlar ve yenilenebilir enerjilerle çalışan alternatif motorlarla ilgili araştırma ve çalışmalara yönelimi artırmıştır.

Bu çalışmada, temiz emisyonlu, temini kolay, yenilenebilir enerji olan sıkıştırılmış havanın, basınç etkisi kullanılarak pnömatik motorlu tek kişilik şehir içi kullanıma uygun bir taşıt tasarlanmış ve prototipinin imali yapılmıştır.

Pnömatik motor, 12 adet SV-1/4-3/2-M-Y pnömatik yön kontrol valfi, 3 adet NS-63-400-EB çift etkili pnömatik silindir temin edilerek, kam tamburu ile 195 mm yarıçaplı krank mekanizması tasarlanmış ve imali yapılmıştır. Pnömatik motor, her bir silindirin hava girişlerine, ölü noktalardan itibaren tambur üzerinde bulunan dereceli kamların üzerinde dönerek ilerleyen makaralı pnömatik yön kontrol valflerinin basınçlı hava yolunu açıp kapamasıyla çalışmaktadır. Elde edilen dönme hareketi güç aktarma organı yardımıyla taşıt tekerleklerine iletilmiştir.

Tasarımı ve imali yapılmış olan pnömatik motor, 3, 4, 5, 6, 7 ve 8 bar basınçlarda çalıştırılarak test edilmiştir. Pnömatik motordan elde edilen en yüksek güç 8 bar basınçta 42 d/d'da 2210 W olarak tespit edilmiştir.

Anahtar Sözcükler : Pnömatik motor, emisyon, taşıt tasarımı.

Bilim Kodu : 914.1.038

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

DESIGN AND MANUFACTURING OF A CAR PROTOTYPE WORKING WITH PNEUMATIC ENGINE

**Karabuk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering**

**Thesis Advisor:
Prof. Dr. M. Bahattin ÇELİK
June 2019, 141 pages**

In today's internal combustion vehicle engines, gasoline and diesel are used as fossil fuels. Although gasoline and diesel fuel used in internal combustion engines have the advantage of being easily available, they are delivered to vehicle users through imports in our country. Imported gasoline and diesel oil have negative impact on transportation costs due to the fact that price increases are not under our control.

Pollutants emitted by motor vehicles operating with fossil-derived fuels in urban use adversely affect human and environmental health. Efforts are made to reduce emissions through measures and legal audits. Emission limitations have increased the focus on research and studies on hybrid engines using less fossil-derived fuels and alternative engines powered by renewable energies.

In this study, compressed air, which is clean emission, easy to supply, renewable energy, is designed by using the pressure effect, a vehicle suitable for one person urban use with pneumatic motor is designed and its prototype is manufactured.

Pneumatic motor, 12 SV-1 / 4-3 / 2-M-Y pneumatic directional control valves, 3 NS-63-400-EB double-acting pneumatic cylinders were provided and 195 mm radius crank mechanism was designed and manufactured. The pneumatic motor operates by turning the pneumatic directional control valves of the roller pneumatically controlled and rotating on the graduated cams on the drum starting from the dead points to the air inlets of each cylinder. The resulting rotational movement is transmitted to the vehicle wheels by means of the powertrain.

Designed and manufactured pneumatic motor, 3, 4, 5, 6, 7 and 8 bar pressure was tested by running. The highest power obtained from the pneumatic motor was determined as 2210 W at 42 rpm at 8 bar pressure.

Key Words : Pneumatic engine, emission, vehicle design.

Science Code : 914.1.038

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının planlanmasında, araŐtırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalıŐmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren sayın hocam Prof. Dr. Mustafa Bahattin ÇELİK'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Sevgili eşim Zekiye Hanım'a, çocuklarım Yusuf, Ömer ve Muhammed Ali'ye manevi hiçbir yardımı esirgemedен yanımda oldukları için tüm kalbimle teşekkür eder, sevgilerimi sunarım.

Ayrıca Karabük Mesleki Eğitim Merkezi metal, motor ve makine atölyelerini yapmış olduğum tez çalıŐmasında kullanımına sundukları için okul yönetimine, özellikle alanlarında bilgi ve tecrübelerini paylaşan Makine Teknolojisi Öğretmenlerimiz Şenol BÜYÜKDOĞAN, Mehmet Fatih ÜNAL, Elektrik-Elektronik Teknolojisi Öğretmenimiz İbrahim GÜMÜŐ, Motorlu Araçlar Teknolojisi Öğretmenimiz Mustafa DERELİ ile okulumuzdaki öğretmen arkadaşlarıma da teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xv
ÇİZELGELER DİZİNİ	xix
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xx
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	5
LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	5
BÖLÜM 3	8
ALTERNATİF MOTORLAR.....	8
3.1. BATARYALI ELEKTRİKLİ MOTORLAR.....	8
3.1.1 Elektrikli Araçların İYM Araçlarla Kıyaslanması.....	9
3.1.1.1. Otomobilin Satın Alınabilirliği	9
3.1.1.2. Bakımı Gerektiren Parça Sayısı	10
3.1.1.3. Bakım Masrafları ve Batarya Maliyeti.....	10
3.1.1.4. Akaryakıt ve Batarya Şarj Süreleri, İstasyonlar ve Menzil.....	10
3.1.1.5. Tork Karşılaştırması.....	10
3.1.1.6. Enerji Verimliliği Karşılaştırması	11
3.1.1.7. Yakıt Ekonomisi	11
3.1.1.8. Araç ve Batarya Ağırlık Karşılaştırması	12
3.1.1.7. Vergi Oranları	13
3.1.1.8. Çevrecilik.....	13
3.1.1.9. Araç Şarjı İçin Elektrik Üretim Tesisi Emisyonları.....	13

	<u>Sayfa</u>
3.1.1.10. Kullanılmış Filtreler	14
3.1.1.11. Gürültü Kirliliği	14
3.1.2. Batarya Elektrikli Motorların Dezavantajları	14
3.1.2.1. Yüksek Batarya Maliyetleri	14
3.1.2.2. Aynı Menzil İçin Gereken Batarya Miktarı	15
3.1.2.2. Şarj Metodu ve Süresi	15
3.2. HİBRİT MOTORLAR	16
3.2.1. Hibrit Elektrikli Motorlar	16
3.2.1.1. Hibrit Elektrikli Motor Çeşitleri	16
3.2.1.2. Hibrit Elektrikli Motorların Dezavantajları	21
3.2.3. Hibrit Hava Motorları	22
3.2.3.1. Hibrit Hava Motorunun Çalışma Modları	23
3.3. YAKIT HÜCRELİ MOTORLAR	24
3.3.1. Yakıt Hücresinin Çalışması	25
3.3.2. Yakıt Pillerinin Avantaj ve Verimi	29
3.3.3. Yakıt Pillerinin Dezavantajları	29
3.4. PNÖMATİK MOTORLAR	29
3.4.1. MDI Basınçlı Hava Motoru	30
3.4.1.1. CAE'nin Çalışması	31
3.4.1.2. CAE'nin Çalışma Modları	32
3.4.1.3. Basınçlı Hava Tankları	34
3.4.2. Di Pietro Motor	36
BÖLÜM 4	40
TAŞIT TASARIMI	40
4.1. TAŞIT GÜVENLİĞİ	40
4.1.1. İnsan Fizyolojisi ve Yaralanmaları	40
4.1.1.1. Kafa Travması	41
4.1.1.2. Boyun ve Omurilik Yaralanmaları	41
4.1.1.3. Diğer Yaralanma ve Kemik Kırılmaları	41
4.1.2 Sürücü, Yolcu ve Kokpit Güvenliği	41
4.1.2.1. Darbe Enerjisi Emilimi (IEA)	42

	<u>Sayfa</u>
4.1.4 Yangın Duvarı (Firewall).....	45
4.1.5 Sürücü Güvenlik Hücresi.....	45
4.1.6. Çarpışma Enerjisinin Emilimi.....	47
4.1.7. Devrilme Koruma Barı.....	48
4.1.8. İzinsiz Giriş Önleme Panelleri.....	48
4.1.9. Koltuklar.....	49
4.1.10. Emniyet Kemerleri.....	50
4.1.10. Baş ve Boyun Desteği.....	51
4.1.11. Yakıt, Yağlar ve Soğutucu Güvenliği.....	51
4.1.11.1. Yakıt Güvenlik Hücresi.....	51
4.1.11.2. Yağlayıcı ve Soğutucu Güvenliği.....	52
4.1.12 Aktarma Organı Güvenliği.....	52
4.1.12.1. Dönen Millerin Emniyeti.....	52
4.1.12.2. Tekerlek Güvenliği.....	52
4.2. SÜRÜCÜ ANTROPOMETRİSİNİN TAŞIT TASARIMINA ETKİLERİ.....	53
4.3. TAŞIT İÇ MEKAN ERGONOMİK TASARIMI.....	54
4.3.1. Sürücü Koltuğu.....	55
4.3.2. Mekanik Kontrol Aksamları.....	56
4.3.3. Direksiyon Simidi.....	56
4.3.4. Emniyet Kemerleri.....	57
4.3.5. Göstergeler ve Dikiz Aynaları:.....	57
4.3.6. Sürücü Verimi ve Davranışları.....	58
4.3.7. Enformasyon Araçları.....	59
4.3.8. Kabin Konfigürasyonu.....	60
4.4. TAŞIT TASARIMINDA DİKKAT EDİLECEK HUSUSLAR.....	60
4.4.1. Oturma Pozisyonu.....	60
4.4.2. Kontrol Pozisyonu.....	61
4.4.2.1. Direksiyon Simidi.....	61
4.4.2.1. Pedallara Erişim.....	62
4.4.2.1. Göstergeler Ve Kokpit Ortamı.....	62
4.4. ŞASI TASARIMI.....	63
4.4.1. Binek Araçlarda Kullanılan Şasi Tipleri.....	63

	<u>Sayfa</u>
4.4.1.1. Merdiven Şasi (Ladder Frame)	63
4.4.1.2. Uzay Şasi (Space Frame)	64
4.4.1.3. Omurga Şasi (Backbone)	65
4.4.1.4. Küvet Şasi (Tub)	65
4.4.1.5. Monokok Şasi (Unybody)	66
4.4.2. Kafes Yapılar	67
4.4.2.1. Kafes yapının sınıflandırması	67
4.4.2.2. Kafes Yapının Dizaynı ve İsimlendirilmesi	68
4.4.2.3. Kafes Yapının Malzemesi	68
4.4.2.4. Kafes Yapının Bileşenleri	68
4.4.2.5. Kafes Yapının Otomobildeki Yerleşimi	69
4.4.2.6. Kafes Yapı Oluşumu	70
4.4.3. Şasi ve Kafes Yapıda Boyutların Mukavemete Etkisi	72
BÖLÜM 5	73
MATERYAL VE METOT	73
5.1. PNÖMATİK MOTOR TASARIMI VE PROTOTİPİNİN İMALİ	73
5.1.1. Basınçlı Hava Tankı	73
5.1.2. Pnömatik Motor Tasarımı ve İmali	75
5.1.2.1. Pnömatik Silindirler ve Mekanik Bağlantıları	76
5.1.2.2. Krank Mekanizması	77
5.1.2.3 Kam Tamburu ve Valf Grubu	82
5.1.2.4. PM'nin Tasarım Sonrası Görünümü	87
5.1.2.5. PM'nin Taşıta Yerleştirilmesi	88
5.1.3. Pnömatik Devre ve Hava Tesisatı	89
5.1.3.1. Pnömatik Devre Şeması	89
5.1.3.2. Pnömatik Devre Elemanları	90
5.1.3.3. Pnömatik Bağlantı Elemanları	92
5.1.4. Pnömatik Hesaplamalar	93
5.1.4.1. Pnömatik Silindirlerin A ve B Giriş Basınçları	93
5.1.4.2. Piston Hızlarının Eşitlenmesi	94
5.1.4.3. Boru İç Çaplarının Belirlenmesi	94

	<u>Sayfa</u>
5.1.4.4. PM’da Mekanik Hesaplamalar.....	99
5.2. TAŞITIN TASARIMI VE PROTOTİPİNİN İMALATI	103
5.2.1. Şasinin Tasarımı ve İmalı	103
5.2.2. Direksiyon Sistemi.....	104
5.2.3. Fren Sistemi	105
5.2.4. Güç Aktarma Organı.....	105
5.2.5. Ön Düzen Ölçüleri	106
5.2.5.1. Taşıt Dönüş Çapının Belirlenmesi ve Toe Ayarları.....	106
5.2.5.2. Kaster Açısı.....	107
5.2.5.3. Kamber Açısı	107
5.2.6. Taşıtın Genel Görünümü.....	108
BÖLÜM 6	110
TAŞIT VE MOTOR PERFORMANSININ ÖLÇÜLMESİ.....	110
6.1. DENEY ALANI.....	110
6.1.1. Deneylerde Kullanılan Makine ve Ölçüm Cihazları.....	111
6.1.1.1. Kompresör.....	112
6.1.1.2. Basınç Ayar Regülatörü ve Hız Ayar Vanası	112
6.1.1.3. Tartı.....	113
6.1.1.4. Dijital Takometre	113
6.1.1.5. Elektrik Sayacı	113
6.1.1.6. Mesafe Ölçer (Şerit Metre)	114
6.1.1.7. Kronometre	114
6.2. DENEYLERİN YAPILIŞI.....	115
6.2.1. Pnömatik Silindirlerin İtme Kuvveti.....	115
6.2.2. Pnömatik Motor Devrinin Ölçülmesi.....	116
6.2.3. Motor Torkunun Bulunması.....	116
6.2.4. Motor Gücünün Bulunması.....	117
6.2.5. Taşıt Hızının Ölçülmesi	117
6.2.6. Tankın Doldurulmasında Elektrik Sarfiyatının Ölçülmesi	118
6.3. DENEY SONUÇLARI	118
6.3.1. Sistem Basıncı 3 Bar İçin Yapılan Deney ve Sonuçları.....	119

	<u>Sayfa</u>
6.3.2. Sistem Basıncı 4 Bar İçin Yapılan Deney ve Sonuçları.....	119
6.3.3. Sistem Basıncı 5 Bar İçin Yapılan Deney ve Sonuçları.....	119
6.3.4. Sistem Basıncı 6 Bar İçin Yapılan Deney ve Sonuçları.....	120
6.3.5. Sistem Basıncı 7 Bar İçin Yapılan Deney ve Sonuçları.....	120
6.3.6. Sistem Basıncı 8 Bar İçin Yapılan Deney ve Sonuçları.....	120
6.4. SİSTEM BASINCININ 3-8 BAR ARALIĞINDA OLUŞAN DEĞERLER VE GRAFİKLERİ.....	121
6.4.1. Tork Grafiği	125
6.4.2. Devir Grafiği	126
6.4.3. Taşıt Hız Grafiği	127
6.4.4. Motor Güç Grafiği	128
BÖLÜM 7	130
SONUÇ VE ÖNERİLER.....	130
KAYNAKLAR	132
EK AÇIKLAMALAR.....	139
ÖZGEÇMİŞ	141

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. Elektrikli otomobil temel çalışma prensibi	8
Şekil 3.2. Basitleştirilmiş saf elektrikli araç yapısı	9
Şekil 3.3. İçten yanmalı ve elektrik motorunun tork-devir eğrisi	11
Şekil 3.4. Aynı menzili gidebilmek için gereken akaryakıt ve batarya.....	12
Şekil 3.5. Hibrit motor sistemi çeşitleri.....	17
Şekil 3.6. Seri hibrit motor	17
Şekil 3.7. Paralel hibrit motor sistemi	19
Şekil 3.8. Karma tahrikli hibrit motor sistemi.....	20
Şekil 3.9. Hibrit-hava motor teknolojisi	22
Şekil 3.10. Hiybrid-air motor teknolojisinin bileşenleri.....	23
Şekil 3.11. Yakıt pili.....	24
Şekil 3.12. Yakıt hücresinde kimyasal değişimler ve elektrik üretimi.....	25
Şekil 3.13. Yakıt pili bileşenleri.....	26
Şekil 3.14. Yakıt pili ünitesi.....	27
Şekil 3.15. Yakıt piliyle çalışan taşıtın motor bileşenlerinin araçtaki yerleri	27
Şekil 3.16. Hibrit elektrikli motor ile yakıt pilli motor arasındaki fark	28
Şekil 3.17. Yakıt pilli motor sisteminin enerji kullanımı	28
Şekil 3.18. CAE motor güç ve tork eğrisi.	31
Şekil 3.19. MDI'nin tasarladığı CAE teknolojisi	32
Şekil 3.20. MDI mono enerjili ve bi (dual) enerjili CAE.....	32
Şekil 3.21. MDI'nin ürettiği CAE'ları	34
Şekil 3.22. MDI CAE basınçlı hava tankı	35
Şekil 3.23. CAE basınçlı hava tanklarını şarj etme yöntemleri.....	35
Şekil 3.24. Di pietto motor	37
Şekil 3.25. Di pietto motorun sistemi.....	37
Şekil 3.26. Di pietto motorun hava tesisatı	38

Sayfa

Şekil 3.27. Di Pietro motorun araçlarda kullanımı	39
Şekil 4.1. Unybody taşıtta IEA yapısı derinliği.....	42
Şekil 4.2. Sürücü güvenlik hücresi.....	43
Şekil 4.3. Yarış otomobili güvenlik hücresi eklentileri ve IEA derinliği.....	44
Şekil 4.4. Çeşitli araçlarda yangın duvarları	45
Şekil 4.5. Tek kişilik araçta sürücü güvenlik hücresi	46
Şekil 4.6. Entegre OSC ve IEA yapısı.....	47
Şekil 4.7. Devrilme koruma sınırı	48
Şekil 4.8. Sürücü koltuğu	49
Şekil 4.9. Beş nokta bağlantılı emniyet kemeri.....	50
Şekil 4.10. HANS cihazı	51
Şekil 4.11. Sedan otomobillerde ergonomik taşıt kabin tasarımı önerileri	54
Şekil 4.12. Direksiyon simidinde dikey ve çapraz tuş takımı	57
Şekil 4.13. Ön panelin ortasında sunulan göstergeler	58
Şekil 4.14. Taşıt sürüş pozisyonları.....	60
Şekil 4.15. Sürücü görüş alanları.....	60
Şekil 4.16. Sürücünün direksiyon simidine olan uzaklığı.....	61
Şekil 4.17. Serbest pedallar için sürücü bacak açısı.....	62
Şekil 4.18. Göstergelerin görüş alanı	63
Şekil 4.19. Merdiven şasi	64
Şekil 4.20. Uzay şasi	64
Şekil 4.21. Backbone şasi tipi	65
Şekil 4.22. Küvet şasi	66
Şekil 4.23. Karbon fiber monokok şasi	66
Şekil 4.24. Cıvatalı ve kaynaklı birleştirme kafes yapılar.....	67
Şekil 4.25. Kafes yapıların dizaynı ve isimlendirilmesi.....	68
Şekil 4.26. Kafes yapısı bileşenleri	69
Şekil 4.27: Kafes yapının araç içine yerleşimi	69
Şekil 4.28: 4 Nokta ve 8 nokta kafes yapı	70
Şekil 4.29: Desteklenmiş kafes yapılar	71
Şekil 4.30. Küçük boyutlu otomobilin mukavemeti.....	72
Şekil 5.1. Basınçlı hava tankı	73

	<u>Sayfa</u>
Şekil 5.2. Tankın bağlantı elemanları	74
Şekil 5.3. Kompresör	75
Şekil 5.4. Eklem bağlantılı ve mafsal rulmanlı pnömatik silindir	76
Şekil 5.5. Mafsal rulman	76
Şekil 5.6. Eklem bağlantı	76
Şekil 5.7. Pnömatik silindirlerin dizilimi.	77
Şekil 5.8. Krank rulmanı ve rulman yatağı	78
Şekil 5.9. Krank rulmanı ve yatak montajı.....	78
Şekil 5.10. Krank muylusu ve krank kolu	79
Şekil 5.11. Pnömatik silindirin krank kollarına montajı	79
Şekil 5.12. Krank mekanizmasının montajı	80
Şekil 5.13. Motor yatağı	81
Şekil 5.14. Krank mekanizmasının taşıta montajı.....	81
Şekil 5.15. Hava ve eksoz kamları	83
Şekil 5.16. Kam tamburu.....	84
Şekil 5.17. Pnömatik silindirlerdeki hava basıncının krank açısına göre değişimi... ..	85
Şekil 5.18. 1/4 inçlik 3/2 yön kontrol valfi.....	86
Şekil 5.19. Kam tamburu ve valf grubu	86
Şekil 5.20: Pnömatik motorun tasarım görünümü.....	87
Şekil 5.21. Pnömatik motorun taşıta yerleşimi.....	88
Şekil 5.22. Pnömatik motorun devre şeması	90
Şekil 5.23. Pnömatik devrede kullanılan devre elemanları	91
Şekil 5.24. Pnömatik devrede kullanılan hortum ve bağlantı elemanları.....	93
Şekil 5.25. Maksimum motor torkunun olduğu krank açıları	100
Şekil 5.26. Krank kolunun 15 ⁰ 'lik açılarında pnömatik silindir durumunu	101
Şekil 5.27. Taşıtın şasi kafes yapısı.....	104
Şekil 5.28. Taşıtın direksiyon sistemi	104
Şekil 5.29. Taşıtın fren sistemleri.....	105
Şekil 5.30. Taşıtın güç aktarma organı.....	106
Şekil 5.31. Taşıtın dönüş yarıçapının belirlenmesi	107
Şekil 5.32. Kaster açısı	107
Şekil 5.33. Kamber açısı.....	108

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. Çeşitli batarya tiplerinin teknik özellikleri	14
Çizelge 3.2. Batarya tiplerine göre aynı menzil için gerekli batarya miktarı	15
Çizelge 5.1. Pnömatik silindirin özellikleri	92
Çizelge 5.2. Pnömatik silindirlerin cm başına hava tüketimi (q).....	95
Çizelge 5.3. Borulardan geçen hava miktarı (litre/saniye).....	98
Çizelge 5.4. Pnömatik devrede kullanılacak boru iç çapları.....	99
Çizelge 6.1. 3 bar basınçta elde edilen veriler	119
Çizelge 6.2. 4 bar basınçta elde edilen veriler	119
Çizelge 6.3. 5 bar basınçta elde edilen veriler	119
Çizelge 6.4. 6 bar basınçta elde edilen veriler	120
Çizelge 6.5. 7 bar basınçta elde edilen veriler	120
Çizelge 6.6. 8 bar basınçta elde edilen veriler	120
Çizelge 6.7. 3-8 bar basınçta elde edilen tüm veriler.....	125
Çizelge Ek 1. Hesaplamalarda kullanılan değerler	137

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

- r : krank yarıçapı (mm)
 D : pnömatik silindir piston çapı (mm)
 d : pnömatik silindir piston mili çapı (mm)
 P_{gA} : pnömatik silindirin A girişinin gösterge basıncı (bar)
 P_{gB} : pnömatik silindirin B girişinin gösterge basıncı (bar)
 η : verim (%)
 F_{itme} : pnömatik silindirin itme kuvveti (N)
 $F_{çekme}$: pnömatik silindirin çekme kuvveti (N)
 β : pnömatik silindirin dikey eksenle yaptığı açı ($^{\circ}$)
 Θ : krank açısı ($^{\circ}$)
 $L_{silindir}$: pnömatik silindirin boyu (mm)
 n : motor devri (d/d)
 M : motor momenti (Nm)
 P : pnömatik motor gücü (W)

KISALTMALAR

- İYM : İçten Yanmalı Motor
HC : Hidrokarbon
CO : Karbonmonoksit
PM : Pnömatik Motor
CAE : Compressed Air Engine (Sıkıştırılmış Hava Motoru)
IEA : Impact Energy Absortion (Enerji Emilim Yapısı)
OSC : Occupant Safety Cell (Sürücü Güvenlik Hücresi)
ATS : Akıllı Taşıt Sistemleri

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Ülkemizde, ulaşım ve taşımacılıkta önemli yer teşkil eden İYM'ların kullanıldığı kara yolu taşıtları sayısının, artan nüfusa oranla artış göstermesi, fosil türevi yakıtlarına da arz artışına sebep olmaktadır. Bu tür yakıtların, önümüzdeki 50 yıl içerisinde de temininde yetersizlikler yaşanacağı, artan enerji talebinin karşılanamayacağı, dolayısıyla ithalat yoluyla temin edilmesi hem dışa bağımlı olduğumuz, hem de uluslararası piyasalardaki fiyatlandırma kontrolümüzde olmadığı ve bunun ülkemize olan yansımaları, ulaşım ve taşımacılık sektörünün maliyetlerine etkisi olmaktadır [1-3]. Ülkemiz ekonomisi açısından da, enerjinin ithal edilmesi ve yüksek değerlerde döviz ile satın alınması, enerji tasarrufu için gerçekleştirilen projeler önem kazanmaktadır. Teknolojinin de ilerlemesiyle, bir gün tükeneceği düşünülen fosil türevi yakıtların yerine, yenilenebilir yeni enerji kaynakları arayışı ve araştırılması ivme kazanmıştır [4,5].

İYM'ları yaymış oldukları havayı kirletici emisyonların insan sağlığına olumsuz etkileri açısından değerlendirildiğinde, özellikle şehir içi taşıt yoğunluğunun fazla olması sera etkisi oluşturarak küresel ısınmaya ve dünyanın ekolojik dengesini bozarak iklim değişikliği ile asit yağmurlarının yağışına sebep olmaktadır. Fosil yakıtların yakılmasından kaynaklanan sera gazı emisyonlarını sınırlandırmak üzere, Birleşmiş Milletler tarafından "İklim Değişikliği Konvansiyonu Çerçeve Anlaşması"nda belirlenmiş sınırlamaların da, ülkemizin temiz enerji kaynakları konusunda adımlar atması gerektiği anlaşılmaktadır [2-5].

Günümüzde İYM'ları mekanik yapılarından dolayı değerlendirdiğimizde, karmaşık yapıya sahip olduğu, motorun yüksek devirlerinde ve yük altında kısa süreçte mekanik aşınımlar olduğu, yapısı gereği hata yapma riskinin bulunması sebebiyle kısa zamanda

arızaların oluşabileceği, parça değişimi ve tamir maliyetlerinin fazla olduğu olumsuz etkenlerdendir [6].

İYM'lar verimlilik açısından değerlendirildiğinde, EPA (Enviromental protection agency) çevre koruma ajansı, şehir içi çevrimine göre yapılan araştırmada, taşıt deposuna doldurulan yakıttaki enerjinin, tekerleklerden alınan tahrik gücüne dönüşüncüye kadar uğradığı kayıplar, %33'ü egzoz, %29'u silindirler soğutulmasına, geri kalan %38 oranındaki indike güçten mekanik sürtünmeler ve pompalama kayıplarının gerçekleşmesi sonrası, motorun çıkış milinden ancak %25 net güç elde edildiği ancak, güç aktarma organları üzerinden tekerleklerle ulaşımaya kadar transmisyon kayıplarından dolayı tekerleklerden ancak 6 birimlik enerji alınabilmektedir [1,7,8]. İYM'ların yukarıda belirtilen olumsuzlukları, motor tasarımı ve üretimi yapan üreticilerini, enerji kaynaklarını daha verimli ve tasarruflu kullanmaya, doğaya daha az kirletici emisyon salan veya hiç kirletici emisyon salmayan, az yakıt tüketebilen ve tüketmiş olduğu yakıtı daha verimli kullanabilen motorlar geliştirmeye yöneltmiştir. Aynı zamanda alternatif enerji kaynaklarının kullanıldığı motorlar üzerinde de çalışmalarına devam ederek, taşıtların ürettikleri kirletici miktarlarını azaltmak için bataryalı elektrikli taşıtlar, hibrit elektrikli taşıtlar, yakıt hücreli taşıtlar ve hibrit pnömomatik taşıtları da kapsayan araştırma ve geliştirme çalışmaları da sürdürülmektedir.

İYM yakıtlarının sahip olması gereken özellikleri kolay buharlaşabilme, hava ile kolay karışabilme birim hacminden yüksek enerji sağlayabilme ve kolay tutuşabilmesidir [9]. Bu özellikleri taşıyan sıvı hidrokarbonların kolay elde edilebilmeleri, birim hacim başına yüksek enerji yoğunluğa sahip olmaları olmalarına rağmen, benzin motorundan hidrojen motoruna çevrilmiş motorda, stokiyometrik hidrojen-hava karışımında %20 güç kaybına, hidrojenin tutuşma enerjisinin düşük olması nedeniyle de geri tutuşma ve erken ateşleme sorunlarını oluşturmuştur [10,11].

Bataryalı elektrik motorlu taşıtların geliştirilmesinin avantajları olmasına rağmen, İYM taşıtlara göre çok yüksek satın alma maliyetlerinin olması, satış sonrası servis hizmetlerinin tam olarak sağlanamaması nedeniyle kullanımlarının yaygınlaşmaması, enerji kaynağı olarak kullanılacak bataryaların istenilen seviyede

geliştirilememesi nedeniyle şarj kapasiteleri ve sürelerinin kısıtlı olması, araç kullanıcılarının bataryaları satın alamayacağı kadar pahalı ve kısa ömürlü olması, normalde 8 saatte tam şarj edilen bataryaların hızlı şarj ile çabuk doldurulduklarında ömürlerinin kısalması, konvansiyonel araçların 2-3 dakikada dolan deposu ile 500-600 km yol almasına karşılık aynı ağırlık ve ebatlarıdaki tam şarjlı batarya ile 200 km`den daha az olması kullanıcının elektrikli araçlara soğuk yaklaşmasına sebep olmuştur [12-15].

Hibrit elektrikli taşıtlarda, petro-elektrik güç ünitelerinin seri, paralel ve karma sistemde kullanılmaları avantajlı olmalarına rağmen olumsuzlukları da dikkatleri çekmektedir. Bu sistemlerde elektrik enerjisinin verimli bir şekilde depolanması önemli bir sorundur. İçten yanmalı motorların çalışma performansına ulaşabilecek hiçbir hibrit tahrikli taşıt bulunmamakla beraber, egzozdan çıkan gazlar da faydalı enerjiye dönüştürülememektedir. Yapılan çalışmalara göre 1 galon benzin enerjisine eşdeğer batarya grubunun hacminin 180 litre ve kütlelerinin yaklaşık 340 kg olduğu tespit edilmiştir [16]. Ayrıca 1503 kg ağırlığa ve 67 W/kg güç/ağırlığa sahip olan hibrit elektrikli bir taşıt ağırlığının, 170 kg'ı elektrik motoru, batarya ve diğer elektrik güç ekipmanlarından oluştuğu, basınçlı hava motorlarının dönüşümünde ise 50 litre hacminde tüp ve supap sisteminin taşıta ek yükü sadece 25 kg olduğu tespit edilmiştir [17].

Yakıt pili ile çalışan motorların sıfır emisyon ve yüksek verim gibi önemli avantajlar sağlamalarının yanında seri üretime geçme öncesinde bir takım teknik ve ekonomik sorunların aşılması gerekmektedir. Yakıt pillerinde pratik uygulama öncesinde güvenli kullanım, maliyet, endüstriyel üretimin gerekliliği, yakıt pil ömrü, yakıtlarda istenilen yüksek oranda saflık derecesi gibi çözümlenmesi gereken önemli problemlerin bulunması, çözülmesi gereken temel sorunun da, taşıtın ihtiyacını karşılayabilecek miktarda hidrojenin depolanması ve 1 kW güç başına düşen yüksek maliyetin azaltılmasıdır [18].

Şehir içinde kırmızı ışıkta bekleyen otomobilleri gözlemlediğimizde, sadece şoförün bulunduğu araç sayısının, diğer araçlara oranla daha fazla olduğu görülmektedir. Bu

da otomobil tasarımcılarını, tek veya iki kişilik bireysel otomobil tasarımlarına yönlentmektedir.

Bu tez konusunun seçiminde önemli etken, basınçlı havanın atmosferden kolaylıkla elde edilebilmesi, herhangi bir atığı olmayan bir çeşit enerji kaynağı olması, dolayısıyla diğer enerji kaynaklarına göre temiz olması, istenilen kapasitelerde ve basınçlarda depolanabilmesi gibi üstün niteliklerinden dolayı pnömatik teknolojisinin endüstride çok geniş kullanım alanları bulması, otomasyon sistemleri, presleme v.s. gibi sistemler ile endüstride tekstil, gıda, otomotiv gibi sektörlerde oldukça geniş kullanım alanı olmasıdır [19]. Ayrıca basınçlı hava motorlarının, genel olarak basınçlı havayı kullanarak genişleme sağlayan, ateşleme sistemi elemanlarına ihtiyaç duymayan ve ülkemizin yerli enerji kaynaklarının daha da etkili bir şekilde kullanılmasını sağlayabilecek önemli bir motor alternatifi olması da önemli etkenler arasındadır. PM'lar, İYM'ların sağladığı performansı sunmakla birlikte, egzoz akışkanını yeniden kullanarak taşıtın verimini %15'ten %33'e çıkarmaktadır. Pnömatik güç sistemleri özellikle ucuz ve çevre üzerindeki kirleticiliğinin az olması sebebiyle parklar, stadyumlar, kapalı garajlar gibi insan yoğunluğunun çok olduğu, patlayıcı maddelerin üretildiği ve yüksek sıcaklığın olduğu fabrikalarda geniş kullanım alanı bulmuştur [20-24].

Bu çalışmada; öncelikle pnömatik motor ile tek kişilik bir taşıtın tasarlanması ve prototipinin imali amaçlanmıştır. Daha sonra imali yapılan pnömatik motor taşıt üzerine monte edilerek, taşıtın basınçlı hava yardımıyla hareket ettirilmesi hedeflenmiştir.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Sağır tarafından yapılan çalışmada, krank mili, kam mili ve supap mekanizması kullanılmayan paletli tip pnömatik bir motor tasarımı ve imalatı yapılmış, performansı incelenmiştir. Deneylerde, motorun eksenden kaçık rotoru üzerinde bulunan dört paleti sayesinde, her devirde dört iş meydana geldiği, sıkıştırılmış havanın enerjisini direkt olarak dönme hareketine çevirdiğini ve egzozdan sadece çok az miktarda yağ ile temiz hava atıldığı ölçülmüştür. İmalî yapılmış pnömatik motor, 8-9-10 bar basınçta çalıştırılmış, yük altında 10 bar basınçta maksimum 590 d/d döndürülmüş ve motordan elde edilen en yüksek gücün 98 d/d'da 101,4 W olarak tespit edilmiştir [25].

Güneş tarafından yapılan çalışmada, tek silindirli 2 zamanlı benzinli bir motor basınçlı hava motoruna dönüştürülmüş ve emme supabının istenilen zamanda açılıp kapanabilmesi için aksel çalışan elektromanyetik bir supap mekanizması hazırlanmış ve prototipi yapılmıştır. Motorun çalışmasının yönetilmesi için Atmega8 mikroşemcili bir elektronik devre imal edilmiş ve en uygun emme supap (Emaks 40°, Emaks 50°, Emaks 60° ve Emaks 70°) zamanlaması belirlenmesi ile performans deneyleri yapılmıştır. Performans deneylerinin sabit kelebek açıklığı ve farklı çalışma basınçlarında yapıldığını, deney sonuçlarına göre en yüksek doldurma verimine sahip olması sebebiyle, bütün çalışma basınçları için en uygun emme supap zamanlaması Emaks 60° belirlenmiştir. Emme supap zamanlaması Emaks 60°, 20 bar çalışma basıncı, 1000 1/min motor hızında motor verimi %22,16 motor momenti 2,92 Nm ve motor gücü 306 W olarak elde edilmiştir [26].

Küçük tarafından yapılan çalışmada, jeneratör tahriki için basınçlı hava ile çalışan pnömatik motor kullanılmıştır. Jeneratör çıkışını motorlu valf ile ayarlamak için gerekli sistem tasarımı yapılarak valfe bağlanan doğru akım motorunun, PID

denetleyiciyle sürülmüş deney çalışmalarında elde edilen jeneratör çıkış gerilim eğrileri incelenerek tasarım analizi yapılmıştır [27].

Babaarslan tarafından yapılan çalışmada, düşük ağırlıkta, gereken sağlamlık ve rijitliğe sahip olan şasi üzerinde, özgün tasarım ve mühendisliğe sahip yürüyen aksam, süspansiyon sistemi, fren ve direksiyon sistemi bulunan elektrikli araç tasarlanmıştır. Tasarım ve üretimi yapılan ekipmanlar ile beraber elektrik aksamı ve motor-batarya sistemi montajı yapılmıştır [28].

Soyözen tarafından yapılan çalışmada, elektrikli bir aracın ilk modellemeden ufak detaylarına kadar tüm tasarımının, kil model kullanılmadan bilgisayar ortamında yapıldığı, gövdenin akış analiz simülasyonu ile aerodinamik performansının belirlenmiştir. Daha sonra üç boyutlu yazıcı ile 1/18 ve 1/5 ölçekli modellerinin üretildiği, kapı, bagaj ve cam kısımlarının işlevsel tasarımının yapıldığını, bagaj ve kaputun kinematik ve statik kuvvet analizlerinin gerçekleştirildiği ve gövdenin üretim yöntemlerinden bahsedilmiştir [29].

Demircioğlu tarafından yapılan çalışmada, SOLIDWORKS 'te tasarlanan yarış aracı üzerinde ANSYS CFX yazılımı (k-epsilon modeli) kullanılarak üç-boyutlu SAD (Sayısal Akışkanlar Dinamiği) hava akış simülasyonu uygulanmış, "CFX-mesh" te ağ yapısı sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak oluşturulmuş, "CFX-pre" de sınır şartları olarak serbest akış hızı (130 km/h) ve hava akış özellikleri belirlenmiş, hesaplama esnasında sürüklenme ve kaldırma kuvvetleri gözlemlenmiştir. Kuvvet değerlerinin yakınsama davranışı ortalama bir seviyeye eriştiğinde, "CFX-solver" durdurulduğu, kaldırma ve sürüklenme katsayıları gibi aerodinamik karakteristikler "CFX-post" kullanılarak hesaplanmış, aracın yüzeyinde ve çevresindeki hız ve basınç dağılımları akış çizgileri, vektörler ve eş büyüklük eğrileri şeklinde grafik olarak gösterilmiştir. Taşıt için çok daha sık ağ yapısı ve daha yüksek "iterasyon" sayıları elde etmek istendiğinde ve karmaşık eğrili yüzeylerin çözünürlüğüne bağlı olarak daha gerçekçi geometriler kullanılırsa, daha yüksek kapasiteli bilgisayara ihtiyaç olacağını. aksi takdirde simülasyondaki hesaplamaların uzun zaman alacağı belirlenmiştir. Taşıtın optimum tasarımı için aaliz hesap sonuçları ile rüzgar tüneli deneysel verileri arasında kıyaslama yapılmasının faydalı olacağı belirlenmiştir [30].

Gökşenli tarafından yapılan çalışmada, matematik model yardımıyla oluşturulmuş ACANO programı yardımıyla bir taşıtın özellikleri ve parametreleri, tasarımının erken aşamalarında analiz ve optimize edilebilecek, gerekli parametre değişiklikleri uygulanarak tasarımda geriye dönüş (feedback) faaliyetleri asgariye indirgenerek tasarım süresi kısaltılmıştır. Taşıt özellikleri ve parametreleri dikkate alınarak kurulan bağıntıların oluşturduğu modelde anlatılan çözüm yaklaşımlarıyla tasarım sırasında karar vericinin sezgilerini keskinleştireceği veya yönlendirici olacağı, ancak hiçbir matematiksel yöntem veya tekniğin, karar vericinin yerini tutamadığı, sadece ona yardımcı olduğu sonucuna varılmıştır [31].

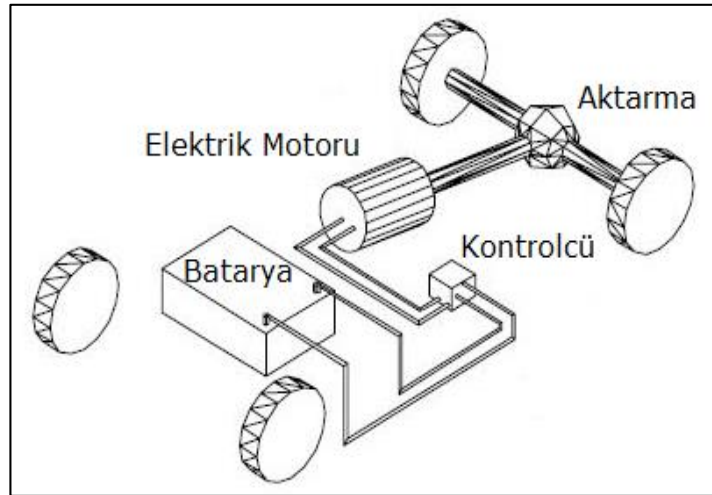


BÖLÜM 3

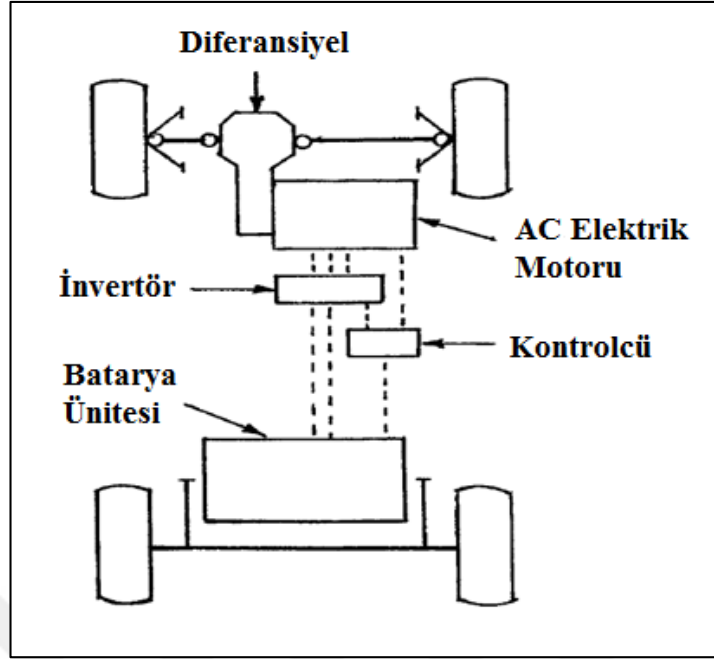
ALTERNATİF MOTORLAR

3.1. BATARYALI ELEKTRİKLİ MOTORLAR

Bataryalı elektrikli otomobiller, üzerindeki bataryalarda depolanmış olan kimyasal enerjii mekanik enerjiye çevirerek hareket eden taşıtlardır. Bataryalı elektrikli motorların alternatif motor olarak kullanılmasının amacı, içten yanmalı motorlu araçlardaki muadilleri ile kıyaslandığında geliştirme, üretim ve kullanım masrafları arasındaki eşitsizliği gidermektir. Elektrikli bir otomobil sistemi; enerji kaynağı olarak bataryalar, elektrik enerjisini mekanik enerjiye çeviren elektrik motoru ve motora giden enerji akışını düzenleyen bir kontrolcüdür oluşmuştur [32]. Bataryalı elektrik motorlu taşıtın çalışma prensibi Şekil 3.1.'de görülmektedir. Hareket enerjisini doğrudan bataryadan saf elektrikli araçlar (Şekil 3.2.), batarya modülü, elektrik motoru ve sistem kontrolcüsü olmak üzere 3 temel ünitenden oluşur.



Şekil 3.1. Elektrikli otomobil temel çalışma prensibi.



Şekil 3.2. Basitleştirilmiş saf elektrikli araç yapısı.

Bu ünitelerin araçtaki yerleşimi, aracın önden çekişli ya da arkadan itişli olmasına göre değişmektedir. Batarya modülü, aracın en ağır ekipmanı olmasından dolayı aracın ağırlık dağılımı, ağırlık merkezinin konumu ve olası kaza durumlarında aracın davranışı göz önünde bulundurulur. Motor yerleşimi olarak, teker içi motor kullanılabilse de saf elektrikli araçlarda pek tercih edilmeyip, genelde hibrit araçlarda kullanılan bir yerleşimdir.

3.1.1 Elektrikli Araçların İYM Araçlarla Kıyaslanması

3.1.1.1 Otomobilin Satın Alınabilirliği

Elektrikli otomobillerin satın alma fiyatları sıradan içten yanmalı motorlu otomobillerin fiyatlarından oldukça pahalıdır. Yüksek fiyatın temel sebebi bataryalarıdır. Bu nedenle petrolü otomobillerden elektrikli otomobillere geçişi engellemektedir.

3.1.1.2. Bakımı Gerektiren Parça Sayısı

Elektrikli bir otomobilin çalışma masrafları batarya bakımı ve değişiminden ibarettir. Benzinli bir aracın motorunda yüzlerce parça bulunmakta iken, elektrikli bir aracın motorunda az sayıda hareketli parça vardır.

3.1.1.3. Bakım Masrafları ve Batarya Maliyeti

Elektrikli otomobillerin değiştirilmesi gereken pahalı bataryalara sahip olsa da, lityum bataryalarda çok düşük bakım masrafları bulunmaktadır. Elektrikli otomobillerin bakımları sırasında değişmesi gereken yağ ve yağ filtresi, hava filtresi, mazot filtresi, çeşitli kayışlar vb. sarf parçaları bulundurmadığı için bakım maliyeti de oldukça düşüktür.

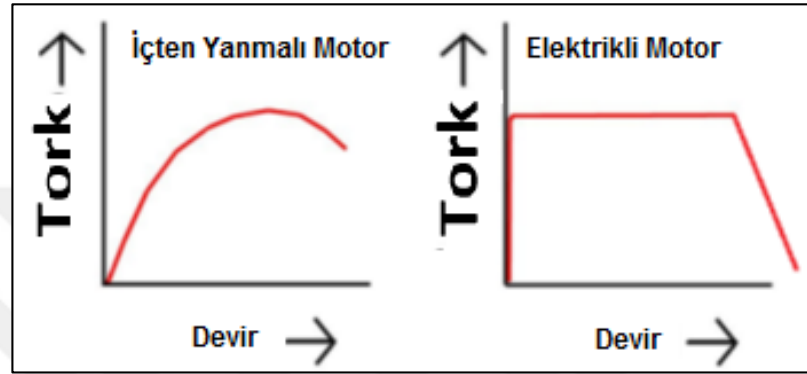
3.1.1.4. Akaryakıt ve Batarya Şarj Süreleri, İstasyonlar ve Menzil

İYM araçlar, elektrikli otomobillere göre, yol kenarlarında karşılaştıkları istasyonlardan 3-5 dakika gibi kısa sürede doldurulan depoları ile 600-1200 km menzile ulaşırken, elektrikli araçlar en az 8 saatlik uzun sürede şarj edilebiliyor ve 200 km'den daha az menzile ulaşabilmektedirler. Bu durumda depolanmış enerjinin verimli kullanımı, aracın ağırlığı, aerodinamik yapısı, kullanılan motor ve batarya teknolojisi gibi etkenler önem kazanmaktadır [33]. Elektrikli araçlarda hız ve menzili artırmak için motor, batarya ve diğer ekipmanlar üzerinde ağırlık optimizasyonu sınırlı olması, şasi tasarımı esnasında ağırlık önemli tasarım parametresi olmaktadır. Buna araç güvenliği de hesaba katıldığında hafiflik ve sağlamlığın beraber sağlanması ana hedef olmalıdır. Günümüzde, mevcut içten yanmalı motordan direkt olarak dönüşüm yapılmış elektrikli araçlarda şasi ağırlığı göz ardı edilirken, saf elektrikli araçlarda şasi konusunda ciddi çalışmalar yapılmaktadır [34].

3.1.1.5. Tork Karşılaştırması

Elektrikli araçlarda, ideal olarak belirlenmiş tek bir dişli oranı kullanılır. İçten yanmalı motora sahip araçlarda değişken tork ve güç grafiğine bağlı olarak ideal güç ve tork

değerini elde etmek için değişken dişli oranı kullanılır. Bu sebeple hızlanma anında devir kayıpları gerçekleşir fakat tam aksine elektrikli araçlarda motor devrinden bağımsız olarak sabit bir tork eğrisi elde edileceği için ideal bir devir aralığı yakalamaya ihtiyaç duyulmaz. Şekil 3.3.'te görüldüğü üzere elektrikli araçlarda belirli bir devir aralığında tork, motor devrinden bağımsızdır. İçten yanmalı motorlar için ise tork, motor devrine bağlıdır [35].



Şekil 3.3. İçten yanmalı ve elektrikli motorun tork-devir eğrisi.

3.1.1.6. Enerji Verimliliği Karşılaştırması

İYM yakıt enerjisini güce dönüştürürken, enerjinin çoğunu ısıya harcanması nedeniyle verimsizdirler. Elektrikli motorlar ise, bataryadan sağlanan elektrik enerjisini güce dönüştürürken daha verimlidir. Elektrik araçlar dururken veya motora güç uygulanmadığında enerji harcamazlar. Frenleme esnasında kaybedilen enerjinin beşte biri kadarı, yeniden üretimli frenleme (regenerative braking) sayesinde yeniden kullanılabilir. Tipik olarak, sıradan benzinli motorlar aracı hareket ettirmek için veya güç aksesuarları için yakıt enerjisinin sadece %20 kadarını etkin bir şekilde kullanır. Dizel motorlar %30 civarı bir verimliliğe sahipken, elektrik motorlu araçlar %80 ve üzeri civarı bir verimliliğe sahip olabilmektedir [35].

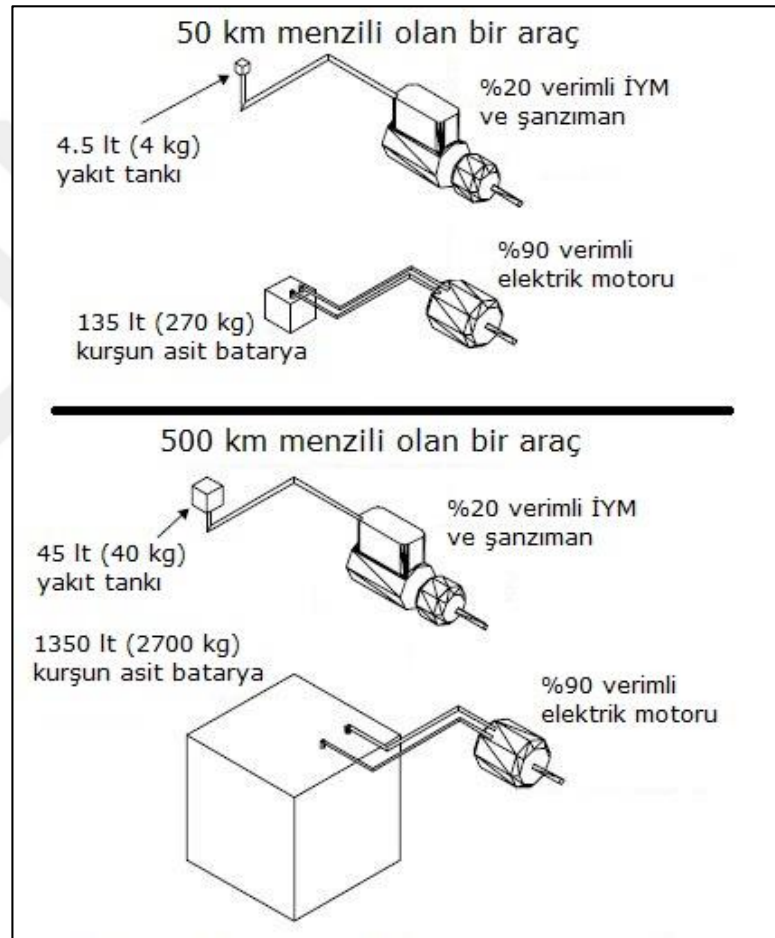
3.1.1.7. Yakıt Ekonomisi

Elektrikli otomobillerin en büyük avantajlarından birisi yakıt tüketimidir. İçten yanmalı motorlu bir otomobile göre elektrikli bir otomobil Amerika şartlarında yaklaşık 5-6 kat daha ekonomiktir [36]. Akaryakıt fiyatlarının elektrik tüketim

fiyatlarına oranının Amerika'ya göre çok daha yüksek olduğu ülkemizde bu oran daha da artmaktadır.

3.1.1.8. Araç ve Batarya Ağırlık Karşılaştırması

Akaryakıttan ve kurşun-asit bataryadan elde edilecek enerjilerin kıyaslanması Şekil 3.4'te gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Aynı menzili gidebilmek için gereken akaryakıt ve batarya [37].

Günümüzde otomobillerde ağırlık azaltma çalışmaları büyük bir önem kazanmıştır. İçten yanmalı motora sahip geleneksel otomobillerde bile bu konuda ciddi çalışmalar yapılmaktayken elektrikli otomobillerde bu konu çok daha büyük önem teşkil etmektedir. Aynı miktarda batarya ile daha hafif olan araç daha uzun menzile sahip olmaktadır. Menzil, elektrikli otomobiller için çok önemli bir kıyaslama verisidir.

Ayrıca ağırlık, aracın hızlanma performansına da doğrudan etki eden bir parametredir. Bahsedilen durumlar teorik olarak içten yanmalı motora sahip araçlar için de geçerli olmakla birlikte nispeten göz ardı edilebilmektedir. Akaryakıt dolun süresi, batarya şarj süresine göre çok daha kısadır [37].

3.1.1.7. Vergi Oranları

Çoğu ülkede elektrikli araçların vergileri diğer otomobillere göre ya daha düşüktür ya da tamamen kaldırılmıştır. Örneğin ülkemizde sıfır otomobil alırken aracın silindir hacmine göre %45 ile %145 arası değişen oranlarda ödenen Özel Tüketim Vergisi, elektrikli araçlar için %3 ile %15 arasında değişmektedir [38].

3.1.1.8. Çevrecilik

Üretiminden ömrünün sonuna kadar olan tüm süreç ve detaylar göz önünde bulundurulduğunda elektrikli bir otomobilin akaryakıt tüketen bir otomobile göre daha çevreci olduğu kanıtlanmıştır [39]. Akaryakıt tüketen araçların doğaya saldığı zararlı gazlar çevre için büyük tehdit oluştururken, elektrikli otomobiller “sıfır emisyon” ilkesi ile çalışırlar ve kullanım esnasında doğaya herhangi bir gaz salmazlar.

3.1.1.9. Araç Şarjı İçin Elektrik Üretim Tesisi Emisyonları

Elektrikli araçların doğaya tek zararı, şarj olmaları için tükettikleri elektriğın üretimi esnasında doğaya salınan gazlardır [40]. Yine de şebekedeki elektriğın çoğunlukla fosil yakıtlar ile üretildiğı yerleşim yerlerinde bile elektrikli araçların daha çevreci olduğu kanıtlanmıştır. Doğadaki CO₂ emisyonun büyük kısmını oluşturan fosil yakıtlı termik santrallerin yerlerini, daha çevre dostu elektrik üretim metotlarına bırakmasıyla beraber, elektrikli araçlar kullanım esnasında olduğu gibi şarj olma süresince de çevreye zarar vermeyeceklerdir.

3.1.1.10. Kullanılmış Filtreler

İYM bulunduğu araçlarda sarf malzeme olarak kullanılan filtreler, kullanım ömürleri dolduktan sonra atığa dönüşmekte ve geri dönüşüme müsait olmamaktadırlar. Elektrikli otomobillerin ise bu tarz parçalarının olmaması çevre için başka bir avantajdır.

3.1.1.11. Gürültü Kirliliği

Elektrik motorlu araçlar, İ.Y.M. araçlara nazaran oldukça sessiz çalıştıkları için gürültü kirliliğine de sebep olmamaktadırlar.

3.1.2. Batarya Elektrikli Motorların Dezavantajları

Batarya elektrikli otomobillerin avantajları olmasına rağmen dezavantajları da vardır. Bunlar;

3.1.2.1. Yüksek Batarya Maliyetleri

Tablo Çizelge 3.1.'de yaygın batarya türleri çeşitli teknik özellikleri açısından karşılaştırılmıştır.

Çizelge 3.1. Çeşitli batarya tiplerinin teknik özellikleri.

Batarya Tipi	Spesifik Enerji (Wh/kg)	Maksimum Güç (W/kg)	Enerji Verimi (%)	Ömür Döngüsü	Fiyat (\$/kWh)
Kurşun Asit	35-50	150-400	>80	500-1000	120-150
NiCd	50-60	80-150	75	800	250-350
NiMH	70-95	200-300	70	750-1200+	200-350
Li-ion	80-130	200-300	>95	1000+	200
NaNiCl	90-120	130-160	80	1200+	230-345
Fe-Hava	80-120	90	60	500+	50
Zn-Hava	100-220	30-80	60	600+	90-120

3.1.2.2. Aynı Menzil İçin Gereken Batarya Miktarı

Standart bir dört kapılı otomobil 100 km/h hızla seyir halindeyken ortalama 30 kW güç çeker. Elektrik motoru ile tekerlekler arasındaki toplam verim %70 alınarak bu otomobil ile aynı menzile ulaşmak için kullanılması gereken batarya miktarları Çizelge 3.2. 'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.2. Batarya tiplerine göre aynı menzil için gerekli batarya miktarı [37].

Batarya Tipi	Spesifik Enerji (Wh/kg)	Gereken Yaklaşık Batarya Miktarı (kg)			
		75 km menzil	150 km menzil	225 km menzil	300 km menzil
Kurşun Asit	30	750	1500	2250	3000
NiMH	65	346	692	1038	1384
Li-ion	90	250	500	750	1000
NaNiCl	100	225	450	675	900
Zn-Hava	230	98	196	294	392

Kurşun-asit bataryalar nispeten ucuz olmakla birlikte düşük spesifik enerjiye sahip olması nedeniyle kısa menzilin yeterli olduğu golf arabası, fabrika içi küçük araçlarda kullanılabilirler. Nikel metal hidrit, lityum iyon ve sodyum nikel klorit gibi yeni batarya teknolojileri, daha uzun menziller için elverişli ancak pahalı olmaları, elektrikli otomobillerde kullanılmak için endüstri standardında geliştirilmesi gerekmektedir.

3.1.2.2. Şarj Metodu ve Süresi

Elektrikli otomobillerde şarj işlemi, bazı araçlarda normal dağıtım şebekesi ve araca bütünleşik bir şarj ünitesiyle veya sabit bir şarj istasyonunda gerçekleştirilmektedir. Şarj istasyonları kısa sürede şarj imkânı sağlamasına rağmen henüz yaygınlaşmamıştır. Normalde 7-8 saatte gerçekleşen şarj işlemi, gelecekte batarya ve şarj teknolojilerindeki gelişmelerle, şarj süresini kısaltan çözüme ulaşılması beklenmektedir.

Elektrikli taşıtların en dikkat çeken dezavantajı satın alma maliyetinin yüksek olmasıdır [41]. Bunun yanı sıra kullanımının yaygınlaşmamasının diğer bir sebebi, servis hizmetlerinin tam olarak sağlanamaması ve kullanılan bataryaların istenilen seviyede geliştirilememesi, şarj kapasiteleri artırılamaması ve şarj sürelerinin

azaltılmamasıdır. Ayrıca bataryaların, pahalı ve kullanım ömürlerinin kısa olması, fazla ağır ve büyük ebatta olması olumsuz diğer etkenlerdir [42].

Bataryalar en az 8 saate tam şarjlı olabilmekte, hızlı şarj ile çabuk doldurulabilmekte, ancak hızlı şarj yöntemi de bataryanın kullanım ömrünü kısaltmaktadır [43]. Tam şarjlı bir batarya ile 200 km`den az yol alınabilmektedir [44]. Konvansiyonel araçlar ise depoları tam dolu iken 500-600 kilometre yol alabilmekte ve depoları 2-3 dakikada tam doluluğa ulaşabilmektedir.

3.2. HİBRİT MOTORLAR

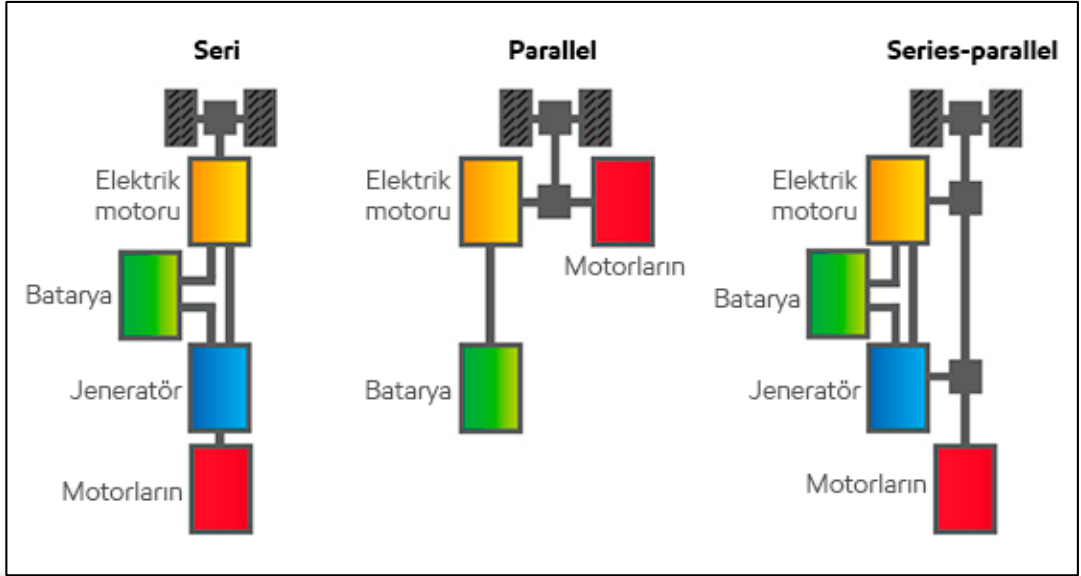
3.2.1. Hibrit Elektrikli Motorlar

İçten yanmalı motorla birlikte ikinci bir enerji kaynağının olduğu, yani iki farklı çalışma yapısı bulunan melez motor sistemlerine hibrit motor denir. Bu tip motorlarda yakıt tüketiminde tasarruf sağlamak, kirletici emisyonları azaltmak adına benzin ile elektrik enerjisi de kullanılır.

Son yıllarda yapılan tasarımlarda benzinli motor ile pnömatik motorun birlikte çalıştığı hibrit-pnömatik motor da tasarlanmıştır. Teknolojinin gelişmesiyle, fosil türevi yakıtlara duyulan ihtiyacın, yavaş yavaş ortadan kalkması amaçlanmaktadır [45].

3.2.1.1. Hibrit Elektrikli Motor Çeşitleri

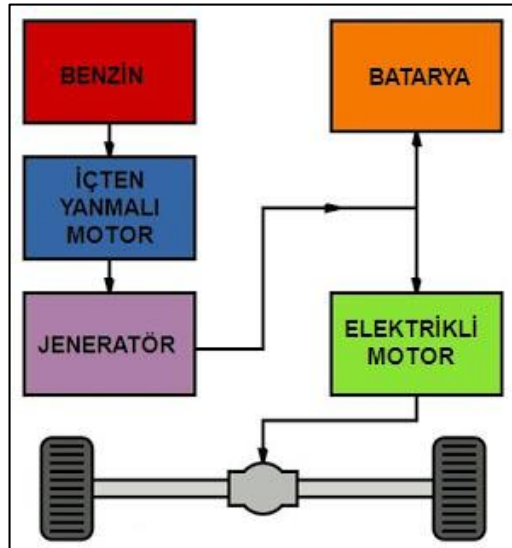
Elektrikli hibrit taşıtlarda, seri, paralel ve karma (seri ve paralel) olmak üzere üç tür petrol–elektrik güç üniteleri kullanılmaktadır. Elektrikli hibrit motor çeşitleri Şekil 3.5`te gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Hibrit motor sistemi çeşitleri [46].

Seri Hibrit Motor Sistemi

Seri güç aktarma sistemine sahip hibrit otomobillerde, tekerleklere tahrik veren bir elektrik motoru ve jeneratöre bağlı içten yanmalı bir motor bulunmaktadır. Seri hibrit motorun çalışması Şekil 3.6’da gösterilmiştir.



Şekil 3.6. Seri hibrit motor.

İçten yanmalı motorlar ile tekerlekler arasında bir bağlantı yoktur. Aracın ilerlemesi için içten yanmalı motor kullanılmaz, sadece elektrikli motor, tekerlekleri döndürür. İçten yanmalı motorun görevi, sadece elektrik üretimi için jeneratörü döndürmek ve bataryayı şarj etmektir [47].

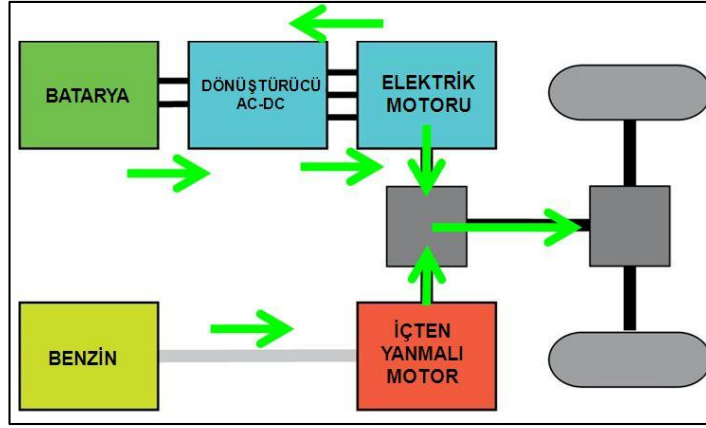
Bu yöntemdeki olumsuzluklar şunlardır;

1. İçten yanmalı motor, jeneratör ve elektrik motoru olmak üzere üç tahrik ekipmanına ihtiyaç duyulur.
2. Elektrik motoru gerekli olan azami gücü karşılayacak şekilde, özellikle yüksek eğimler için tasarlanır. Fakat araç çoğunlukla azami gücün altında çalışmaktadır.
3. Tahrik ekipmanları, batarya kapasitesinin birinci seviyede dikkate alınarak, menzil ve performans için azami gücü karşılayacak şekilde boyutlandırılır.
4. Güç sistemi ağır ve maliyeti yüksektir.

Paralel Hibrit Motor Sistemi

Paralel güç aktarma sistemine sahip hibrit otomobillerde, mekanik iş için gerekli olan güç, birden fazla enerji kaynağından sağlanır. İçten yanmalı motor transmisyon aracılığı ile tekerlere doğrudan güç iletir. Bunun yanında bataryalarda depo edilen elektrik enerjisi ise elektrik motoru yolu ile tekerlere iletilir. Yani paralel tahrik sisteminde, tekerlekleri döndürmek için hem içten yanmalı motor hem de elektrik motoru beraberce çalışır. İçten yanmalı motor hem aracı hareket ettirir, hem de bataryayı şarj eder.

Otomobilin çalışma moduna göre, sadece içten yanmalı motor, sadece elektrik motoru ve içten yanmalı motor + elektrik motoru beraber çalışan sürüş modları kullanılabilir. Paralel hibrit motorun çalışması Şekil 3.7'de gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Paralel hibrit motor sistemi.

Sistemi, sürüş, yol ve şarj durumuna göre sürüş modlarını otomatik olarak değiştirebilen bir güç kontrol ünitesi çalıştırır. Ayrıca sürücüye sürüş modunu belirleme imkanı sunulmaktadır [47].

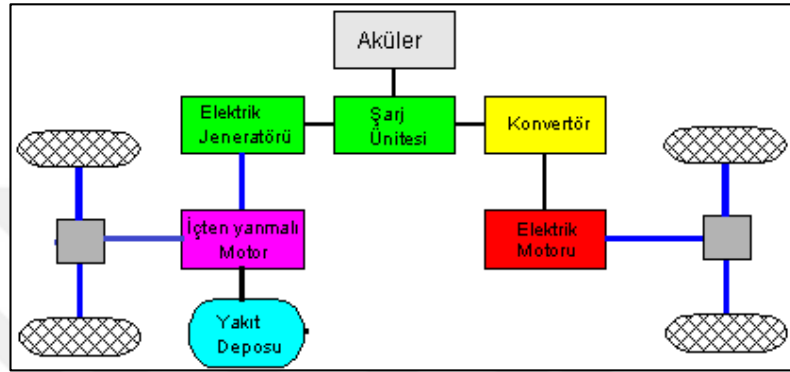
Paralel hibrit motor sistemindeki olumsuzluklar şunlardır;

1. Gerekli olan güç iki farklı kaynaktan sağlandığı için burada enerji yönetimi önem arz eder.
2. İçten yanmalı motor ve motordan gelen gücün tahrik tekerlerine düzgün olarak iletilebilmesi için karmaşık mekanik elemanlara ihtiyaç duyulur.
3. Sessiz çalışma modu sağlamamaktadır.

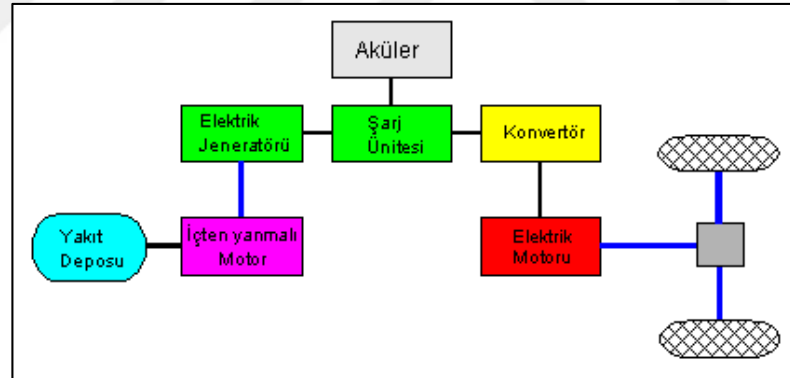
Karma Tahrikli Hibrit Motor Sistemi

Karma Tahrikli Hibrit Motor Sistemi, hem seri hibrid sistemin hem de paralel hibrid sistemin özelliklerini taşır. Aslında paralel hibrid sistemin, jeneratör eklenerek modifiye edilmiş halidir. Her iki sisteminde avantajlı özelliklerini bir arada sunar. Fakat diğer sistemlere göre daha pahalı ve karmaşıktır. Bu yüzden enerji yönetimi büyük önem taşımaktadır. Tahrik için gerekli güç hem içten yanmalı motordan hem de elektrik motorundan sağlanmaktadır. Jeneratör ise içten yanmalı motordan aldığı enerjile aküleri şarj edebilmektedir Yakıt tankından alınan kimyasal enerjile, içten yanmalı motor ürettiği gücü tekerleklere iletmekte, ihtiyaç durumuna göre jeneratörün elektrik enerjisi üretmesini sağlamaktadır. Burada üretilen elektrik, depolanmak üzere

akülere gönderilmektedir. Elektrik motoru ise sadece tahrikte kullanılmaktadır. Ayrıca frenleme ve yokuş aşağı inişlerde açığa çıkan enerjiyi geri kazanıp çevirici üzerinden aküleri şarj etmektedir [48]. Şekil 3.8 (a)'da görülen karma tahrikli hibrit motor sistemi olan otomobillerde, elektrik motoru ve içten yanmalı motor ayrı ayrı ön ve arka aksları döndürerek çalışmaktadır. Örneğin Bmw i8 hibrit modelinde ön tekerlekleri elektrik motoru, arka tekerlekleri içten yanmalı motor tahrik etmektedir [47].



a) Hareket ön ve arka akslara ayrı ayrı verilir



b) Hareket sadece bir aksa verilir

Şekil 3.8. Karma tahrikli hibrit motor sistemi [49].

Karma hibrit sistemde, elektrik motorunun ve içten yanmalı motorun yaklaşık aynı güce sahip olmasından dolayı, sürüş sırasında hangi motorun kullanılacağına karar verilmesi önemli olduğundan, kontrol ünitesinin çok iyi programlanmalıdır. Gücünün yettiği her yerde elektrik motorunun kullanılması avantaj sağlamakla beraber, İYM'un aküleri şarj sırasında daha düzgün devir bandında çalışabilmesi nedeniyle sadece gerekli durumlarda tahrik amaçlı kullanılmaktadır [48].

3.2.1.2. Hibrit Elektrikli Motorların Dezavantajları

Hibrit Motor Sistemlerini incelediğimizde, avantajları kadar dezavantajlarının olduğu da bilinmektedir. Bunlar;

Seri Tahrikli Hibrit Motor Sisteminde;

1. İçten yanmalı motor, jeneratör ve elektrik motoru olmak üzere üç tahrik ekipmanına ihtiyaç duyulur.
2. Elektrik motoru gerekli olan azami gücü karşılayacak şekilde, özellikle yüksek eğimler için tasarlanır. Fakat araç çoğunlukla azami gücün altında çalışmaktadır.
3. Tahrik ekipmanları, batarya kapasitesinin birinci seviyede dikkate alınarak, menzil ve performans için azami gücü karşılayacak şekilde boyutlandırılır.
4. Güç sistemi ağır ve maliyeti yüksektir.

Paralel Tahrikli Hibrit Motor Sisteminde;

1. Gerekli olan güç iki farklı kaynaktan sağlandığı için burada enerji yönetimi önem arz eder.
2. İçten yanmalı motor ve motordan gelen gücün tahrik tekerlerine düzgün olarak iletilebilmesi için karmaşık mekanik elemanlara ihtiyaç duyulur.
3. Sessiz çalışma modu sağlamamaktadır.

Karma tahrikli hibrit motor sistemi, paralel ve seri hibrit motor sistemlerine göre daha pahalı ve olması ve daha karmaşık yapıda olması nedeniyle, sistemdeki enerji yönetimi önem taşımaktadır. Ayrıca İYM'lara göre de çok pahalı otomobillerdir.

Elektrik enerjisinin verimli bir şekilde depolanması önemli bir sorun olduğu hibrit tahrikli motor sistemlerinin bulunduğu otomobillere baktığımızda, içten yanmalı motorların çalışma performansına ulaşabilecek hiçbir taşıt bulunmamaktadır. Ayrıca bu sistemde de içten yanmalı motordan çıkan gazlar faydalı enerjiye dönüştürülememekte, aksine havayı kirletici emisyonlar yaymaktadır. İlaveten çevreyi

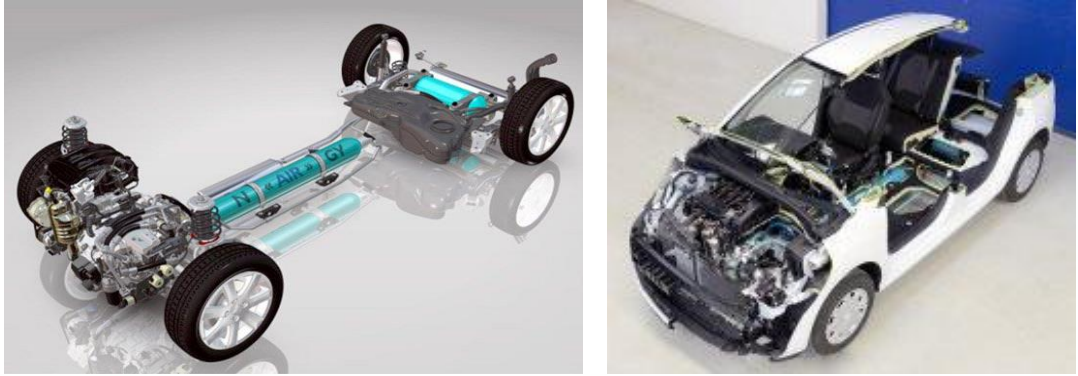
kirletici, geri dönüşüm kapsamına girmeyen bakım ve onarım atıkları da bulunmaktadır.

Sundström ve arkadaşlarının araştırmalarına göre 1503 kg ağırlığa ve 67 W/kg güç/ağırlığa sahip olan hibrit elektrikli bir taşıtın ağırlığının 170 kg'mı elektrik motoru, batarya ve diğer elektrik güç ekipmanlarından oluşmaktadır. Basınçlı hava motorlarının dönüşümünde ise 50 litre hacminde tüp ve supap sisteminin taşıta ek yükü sadece 25 kg'dır [17].

Kalhammer'in hibrit elektrikli taşıtlarla ilgili olarak yaptığı bir çalışmaya göre de 1 US galon benzinin verdiği enerjiye eşdeğer bir enerjiyi depolayan bir batarya grubunun hacmi 180 L, kütlesi ise yaklaşık 340 kg'a ulaşmaktadır [16].

3.2.3. Hibrit Hava Motorları

Prototipi geliştirilen Şekil 3.9'da gösterilen hybrid-air motor teknolojisi ile kilometrede 69 gram CO₂ emisyonu salındığı, şehir içi sürüşlerde aynı içten yanmalı motorla donatılmış bir araca kıyasla yakıt tüketimi ve CO₂ salınımında % 45 oranında azaltıldığı belirtilmektedir [50].



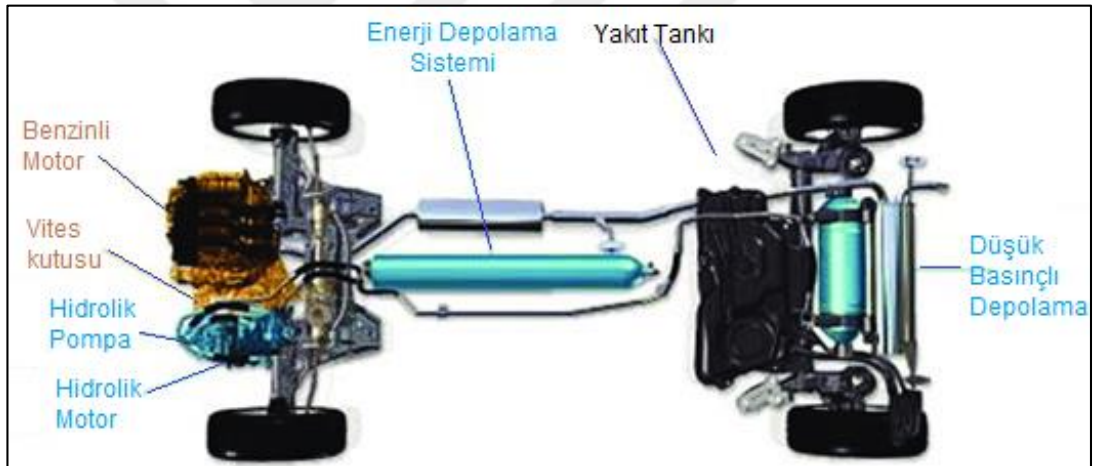
Şekil 3.9. Hibrit-hava motor teknolojisi [51].

Bu teknoloji ile 100 km'de 3 litreden az yakıt tüketen ve ilave pil gerektirmeyen olağanüstü bir performans sergilediği ifade edilmektedir. Bu motor teknolojisi; PureTech gaz motoru, basınçlı hava enerji depolama ünitesi, hidrolik pompa / motor

ünitesi ve ek bir sistem ile otomatik şanzıman gibi kanıtlanmış alt sistemleri ve teknolojileri bir araya getirdiği belirtilmektedir.

3.2.3.1. Hibrit Hava Motorunun Çalışma Modları

Bir elektronik yönetim sistemi, üç çalışma modu ile enerji verimliliğini optimize etmek için sürücüden girişi yönetir. Bunlar sıfır emisyonlu basınçlı hava gücü, sadece yanmalı motor kullanan benzinli motor ile çalışan hidrolik motor gücü. Şekil 3.10'da gösterilen Hybrid-Air motor sistemi, üç işletim modu arasında sürekli geçiş yapmasını sağlayan elektronik yönetim ünitesi sayesinde tüm teknolojileri bir arada aktifleştirerek enerji verimliliğini optimize ettiği, yakıt tüketimini azaltmaya yardımcı olan hava tankını basınçlı hava ile şarj etmesini sağladığı belirtilmektedir.



Şekil 3.10. Hiybrid-air motor teknolojisinin bileşenleri [52].

Hava Modu

Saatte 43 mile kadar hızlarda aktif olan hava modu, mevcut hibrid araçlardaki ZEV moduyla aynı çalıştığı, bu esnada yanmalı motorun kullanılmadığı, depolanan basınçlı hava gücünün tekerleklere hidrolik motor ve şanzıman aracılığıyla iletildiği belirtilmektedir. Bu mod, şehir içi sürüş süresinin %60- 80'i arasında aktif olmaktadır. Yavaşlama ve frenleme enerji ile de basınçlı hava ünitesinin şarj edilmesi sağlamaktadır.

Benzin Modu

Benzin modunda ise, basınçlı hava ünitesini kullanmadan tekerlere güç iletilir. Bu modun, kentsel alanlar dışındaki sürüşlerde kullanıldığı belirtilmektedir. Yine yavaşlama ve frenlemeden kaynaklanan enerji, hava modunda kullanım için veya kombine modda hızlanma fonksiyonu için geri kazanılır.

Kombine Mod

Kombine modda, benzinli motor ve hidrolik motor birlikte çalışır. Bu mod, özellikle güçlü ivmelenme sırasında, daha büyük motora sahip otomobillere kıyasla daha yüksek performans sağlamaktadır. Bu gücün 90 kW civarında olduğu belirtilmiştir.

3.3. YAKIT HÜCRELİ MOTORLAR

Yakıt pilleri; Şekil 3.11'de görülen yanma olmaksızın, kullanılan yakıtın ve oksitleyicinin sahip olduğu kimyasal enerjiyi değişmeyen elektrot-elektrolit sistemi vasıtasıyla elektrik enerjisine dönüştüren bir elektrokimyasal düzendir. Yüksek verimlilik ile bütün standartların belirttiği emisyonların çok altında çalışmaktadırlar. Çalışmaları pil gibidir, fakat sürekli bir yakıtla beslenmeye ihtiyaçları vardır. Genellikle bu yakıt hidrojenidir.

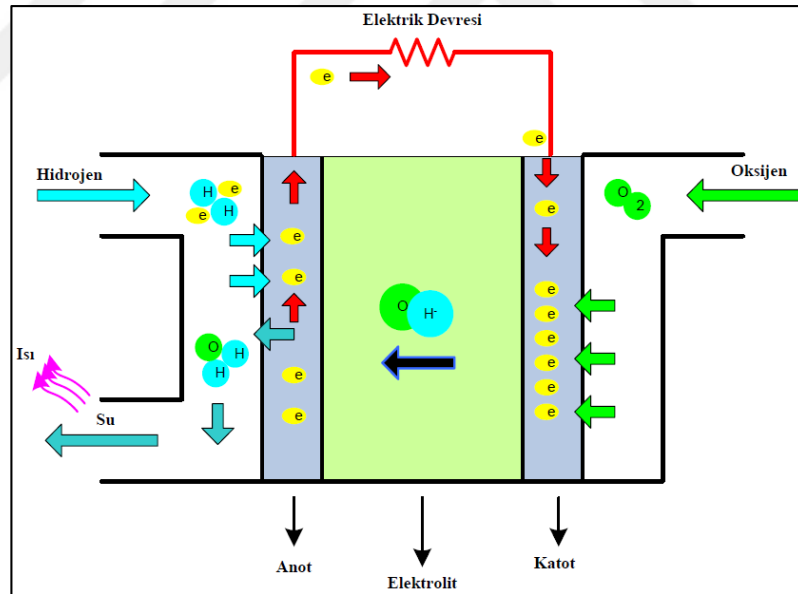


Şekil 3,11. Yakıt pili.

Yakıt pilleri, kimyasal enerjiyi doğrudan elektrik enerjisine dönüştüren elemanlardır. Yakıt pili, fosil yakıtlarının yakılması yerine, yakıt ile oksijenin elektro-kimyasal reaksiyonu sonucunda enerji üreten bir tür bataryadır. Yakıt olarak genellikle hidrojen kullanılmaktadır. Ancak metan, doğal gaz, etanol, metanol ve son dönemlerde benzin kullanabilen yakıt pilleri denemelerinden de olumlu sonuç alınmıştır [53].

3.3.1. Yakıt Hücresinin Çalışması

Hidrojen anot elektroda, oksijen ise katot elektroda gönderilir. Anot elektroda gönderilen hidrojen molekülü, anot üzerinde yer alan kanalcıklardan geçerken elektron bu molekülden ayrılır ve molekül iyon yapıya dönüşür. Elektron geçişine izin vermeyen elektrolit yalnızca hidrojen iyonunun geçişine ve katot elektrota ulaşmasına izin verir [54]. Yakıt hücresinde kimyasal değişimler ve elektrik üretimi Şekil 3.12’de gösterilmiştir.



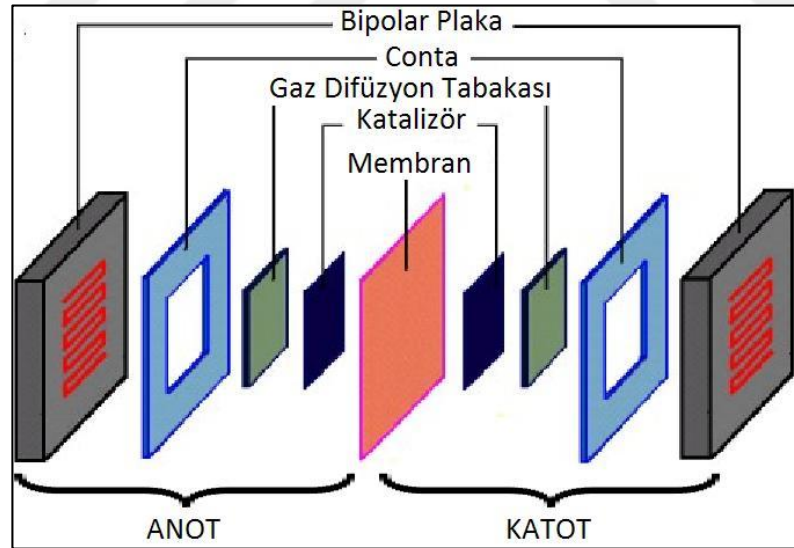
Şekil 3.12. Yakıt hücresinde kimyasal değişimler ve elektrik üretimi.

Elektron ise harici bir devreden katoda iletilir. Katotta buraya gönderilen O_2 elektrolit üzerinde gelen hidrojen iyon ve dış devreden gelen elektron reaksiyona girerek çevrim tamamlanır. Açığa ise emisyon olarak saf su çıkar. Dış devre üzerindeki elektron hareketi ise elektrik akımını oluşturur. Bu akım doğru akımdır. Reaksiyon sonucu

ayrıca ısı enerjisi de elde edilir. Yakıt pillerinde reaksiyon hızını arttırmak için katalizör kullanımı da söz konusudur [54].

Başka bir anlatımla; bir yakıt pilinde gaz yakıtlar (genelde hidrojen) anot tarafından, oksitleyici gazlar (genelde oksijen) ise katot tarafından verilir. Anotta yükseltgenme(elektron bırakma) reaksiyonları, katotta ise indirgenme (elektron alma) reaksiyonları gerçekleşir. Toplam reaksiyon sonucunda ürün olarak su ve ısı ortaya çıkar. Çıkan suyun kimyasal potansiyeli, hidrojen ve oksijenin kimyasal potansiyellerinin toplamından düşük olduğundan dolayı, toplam kimyasal potansiyel farkı, hidrojen ve oksijende su oluşması (reaksiyonun gerçekleşmesi) yönünde itici bir güç oluşturmaktadır. Elektrokimyasal reaksiyonlar elektrotlarda meydana gelir ve bir elektrik akımı ortaya çıkar [54].

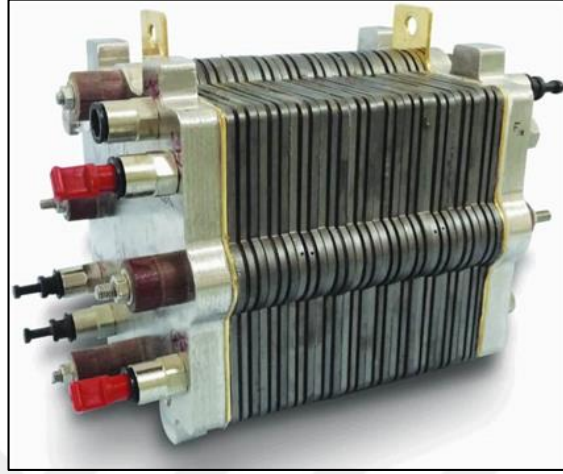
Anot ve katottan oluşan yakıt pili Şekil 3.13'te görüldüğü üzere, dışta bir polar plaka, içte doğru conta, gaz difüzyon tabakası, katalizör, çiftlerinden ve ortada membrandan oluşturularak birleştirilmiştir.



Şekil 3.13. Yakıt pili bileşenleri.

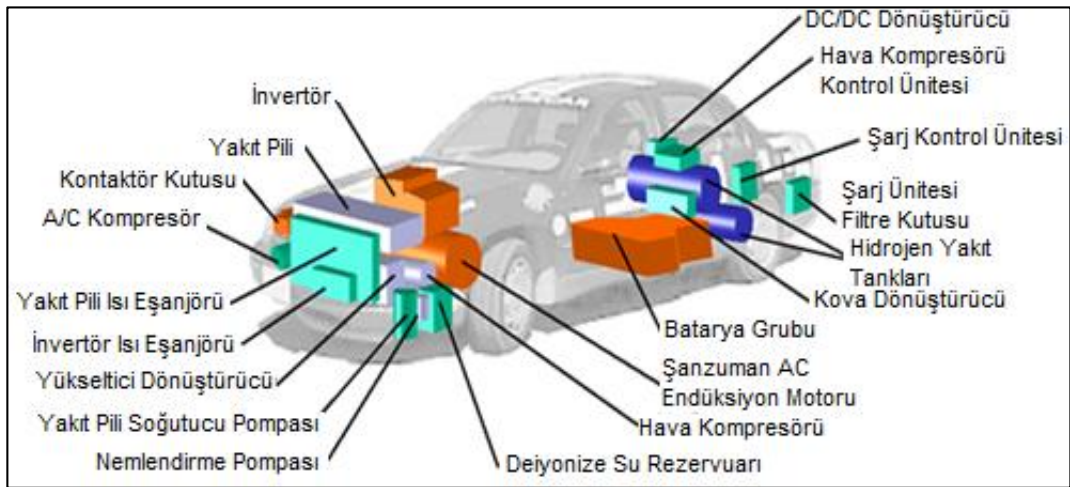
Yakıt pilinde anot, katot ve elektrolitten oluşan her bir birime “Membran Elektrot Grubu” (MEA) denir. Her bir MEA’den sağlanan elektriksel gerilim değeri 1.2 volt seviyelerinde iken bu değer gerçek değer olarak 1 voltun altına düşer. Yüksek gerilim

elde etmek için ise her bir MEA seri olarak bağlanır ve istenilen gerilim düzeyine ulaşılır. Bu sisteme Yakıt Pili Ünitesi adı verilir [54]. Yakıt pili ünitesi Şekil 3.14'te görülmektedir.



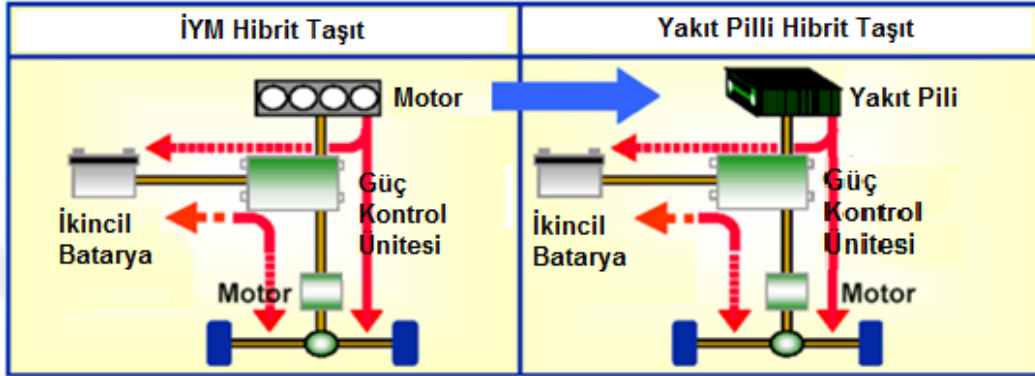
Şekil 3.14. Yakıt pili ünitesi [54].

Daha yüksek akımlara ulaşmak için reaksiyona giren molekül sayısını arttırmak gereklidir. Bu ise anot, katot ve elektrolit yüzeylerinin artırılması ile sağlanır. Yakıt pilinin verimi yüksek olduğu kadar enerji yoğunluğu da yüksektir. 2 MW'lık bir güç istasyonu 20 m²'den daha az bir alana kurulabilir [54]. Yakıt Pili ile çalışan taşıtın motor bileşenlerinin araç üzerinde yerleşimi Şekil 3.15'te gösterilmiştir.



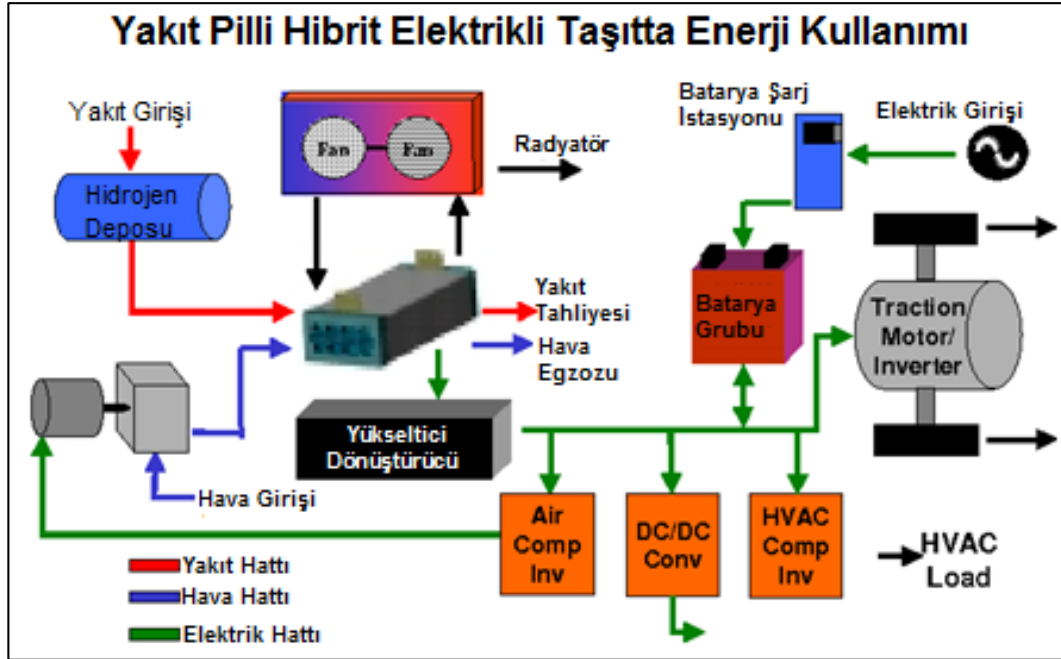
Şekil 3.15. Yakıt piliyle çalışan taşıtın motor bileşenlerinin araçtaki yerleri [55].

Hibrit elektrikli motor ile yakıt pilli motor arasındaki fark, Şekil 3.16’da gösterilmiştir. Aşağıda Şekil 3.16’da görülen şema incelendiğinde, solda içten yanmalı motorun bulunduğu tahrik sistemi, sağda ise yakıt pilli bir taşıtta içten yanmalı motor yerine yakıt pili ünitesi ve yakıt olarak sıvı hidrojenin bulunduğu yakıt deposu bulunmaktadır.



Şekil 3.16. Hibrit elektrikli motor ile yakıt pilli motor arasındaki fark [56].

Yakıt pili üniteli bir taşıtın tahrik sistemini ayrıntılı olarak aşağıdaki Şekil 3.17’ye bakarak incelenebilir.



Şekil 3.17. Yakıt pilli motor sisteminin enerji kullanımı [57].

3.3.2. Yakıt Pillerinin Avantaj ve Verimi

Yakıt pilli motor sistemleri emisyonları açısından değerlendirildiğinde, oksijenle hidrojenin reaksiyonu su ürettiğinden, bu reaksiyondan temiz ürün çıkışı önemli avantajıdır [53]. Elektrik üretmek için kullanılan sistemlerde yakıtın içindeki enerjiyi elektriğe dönüştürmek için ilk olarak yanma reaksiyonunu kullanır. Yanma reaksiyonunun verimli bir şekilde gerçekleşmesi için yakıtın ve oksitleyicinin (oksijen) tam olarak karışması gerekir. Her ara işlem enerji kaybına yol açar dolayısıyla verimi düşürür. Yakıt hücresinde ise böyle ara işlemler olmadan yakıtın enerjisi elektrik enerjisine dönüşebilir. Isı makinelerinin verimini belirleyen Carnot verimi, yakıt pillerini sınırlamaz. Yakıt pillerinde ise verim; hidrojen alt ya da üst ısı değeri reaksiyonun serbest enerjisidir. Hidrojen için bu teorik verim değeri üst ısı değeri için %83 alt ısı değeri içinse %98 civarındadır. Teorik olarak hidrojen yakıt pilli hücre gerilimi ise 1,229 Volttur. Gerçekte ise bu gerilim, kayıplar nedeniyle 1 voltun altına düşmektedir. Dolayısıyla gerçek verimde, teorik verimin altında olmaktadır.

3.3.3. Yakıt Pillerinin Dezavantajları

Yakıt pillerinde pratik uygulama öncesinde güvenli kullanım, maliyet, endüstriyel üretimin gerekliliği, yakıt pil ömrü, yakıtlarda istenilen yüksek oranda saflık derecesi gibi çözümlenmesi gereken önemli problemlerin bulunması, elektrokimyasal jeneratörler ile ilgili pek çok belirsizlik meydana getirmektedir. Yakıt hücreleri için çözülmesi gereken temel sorun, taşıtın ihtiyacını karşılayabilecek miktarda hidrojenin depolanması ve 1 kW güç başına düşen yüksek maliyetin azaltılmasıdır. Yakıt pilli ile çalışan motorlar sıfır emisyon ve yüksek verim gibi önemli avantajlar sağlamalarının yanında seri üretime geçme öncesinde bir takım teknik ve ekonomik sorunların aşılması gerekmektedir [53].

3.4. PNÖMATİK MOTORLAR

30-40 yıl öncesine kadar bizim için yeterince iyi olan fosil yakıt motorları, artık fosil yakıt krizleriyle küresel ısınma ve kirlenmeye katkıda bulunan kaynaklardan biri haline gelmiştir. Basınçlı hava taşıtı, sıkıştırılmış havanın enerjisini kullanan, basınçlı

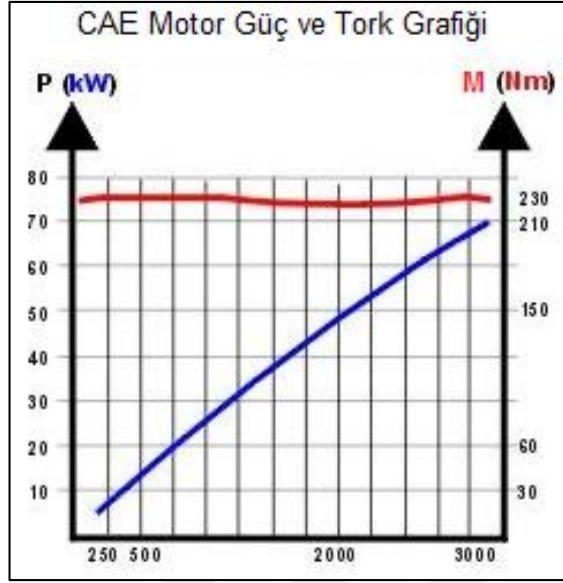
hava ile çalışan çevre dostu bir taşıttır. Sıkıştırılmış hava enerjili taşıtta, motorun pistonlarını çalıştırmak için basınçlı havanın genişlemesinden faydalanılır. Hava tahrikli motor, basınçlı havayı genişleterek faydalı işe çeviren pnömatik bir aktüatördür. İYM'larda olduğu gibi yanma olmadığından, yakıtla havanın karışımı olmamaktadır. Pnömatik sistemlerde çalışacak bir taşıtın geliştirilmesi gereksinim olmuştur [58].

Basınçlı hava motorları mopedler, otobüsler, tramvaylar, lokomotifler, teknoloji daha da geliştirildiğinde ise su taşıtı ve uçaklarda da kullanılabilmesi belirtilmiştir. Ancak, basınçlı hava motorlarının avantajları olmasına rağmen, verimlilik açısından İYM göre iki kat verimli olması ancak daha az güç çıkışı vermesi, yüksek basınçlı hava ile dolu tankların patlama ve hava kaçağı olasılıkları dezavantaj olarak belirtilmektedir [59].

3.4.1. MDI Basınçlı Hava Motoru

MDI, yeni nesil tasarımı olan CAE'lerinin daha basit ve daha güçlü olduğunu, verimliliğin anahtarı geliştirilmiş ve birbirine bağlı silindir çiftleri olduğunu belirtmektedir. MDI'nin en yeni nesil CAE'nin kullanımı ve sundukları çok yüksek geri dönüş verimi sayesinde tersine çevrilebilen bu motorların, ortam havasını 248 bar basınçta sıkıştırabildiği ve bu hava enerjisini mekanik iş üretimi için kullanabildiği belirtilmektedir. CAE, mevcut tüm motorların yerini alarak her türlü uygulamaya hitap edebildiği belirtilmektedir. Bu motorların, araçlara güç vermek ve aydınlatma sisteminin elektrik ihtiyacını sağlamak için jeneratör olarak kullanılabilmesi belirtilmektedir. Ayrıca enerji olarak tamamen temiz basınçlı havayı kullanan, kirletici emisyonun bulunmadığı tek enerji teknolojisi olduğu belirtilmektedir [60].

MDI'nin ürettiği CAE'ler, Sıkıştırılmış Hava Motoru düz bir tork eğrisine sahiptir, Şekil 3.18.

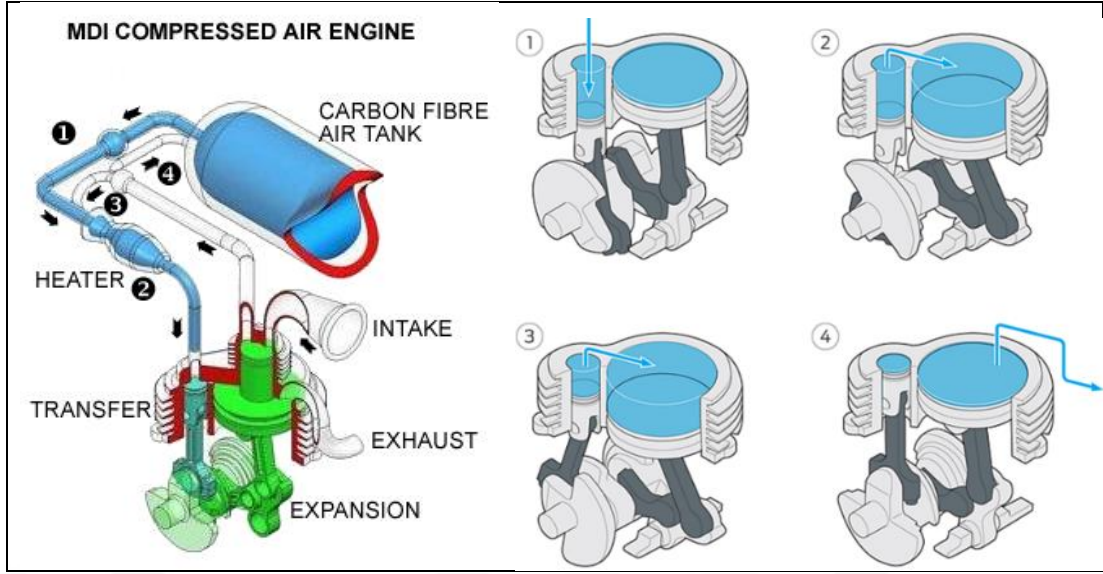


Şekil 3.18. CAE motor güç ve tork eğrisi.

Sıkıştırılmış havanın genişmesi sıcaklığını düşürmesinden dolayı klima olarak kullanılabilir. CAE'lar, sistemlerinde soğutma sistemi, bujiler ve marş motoru olmadığından araç üretim maliyetlerini düşürmektedir. Bazı mekanik yapılandırmalar gerçekleştirilerek, frenleme sırasında havayı sıkıştırarak ve depolayarak enerji geri kazanımı sağlanabilmektedir.

3.4.1.1. CAE'nin Çalışması

Tanktan gelen basınçlı havanın, aktif oda olarak adlandırılan küçük silindire 20 bar basınçta hava verilerek piston AÖN'ya indiğinde hava girişine takılı valf kapanır. Aktif odadaki 20 bar basınçtaki hava, büyük silindire serbest bırakılarak havanın genişlemesi ile basınç enerjisinden güç elde edilir. Aktif odadaki basınç, hava valfi açıkken sabit olduğundan vana ve hava besleme hatları fazla ısınmaz. Büyük silindirin pistonu hareket ettikçe hava sıcaklığını düşürecek kadar genişler [60]. CAE motorunun çalışma prensibi Şekil 3.19'de görülmektedir.



a) CAE'nin genel yapısı

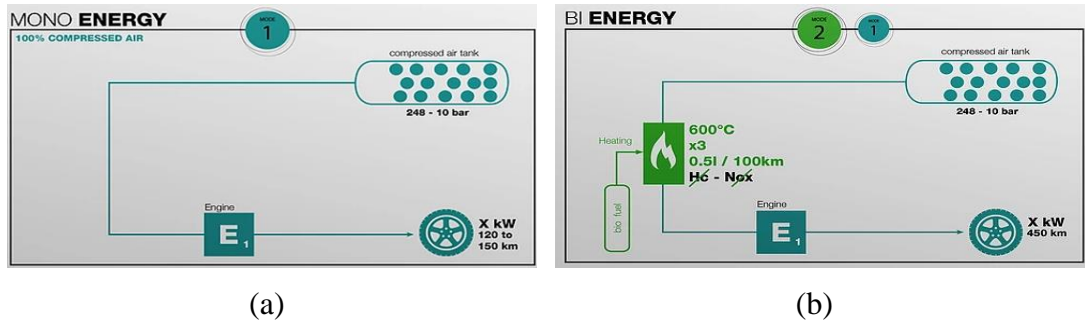
b) CAE'nin çalışması

Şekil 3.19. MDI'nin tasarladığı CAE teknolojisi [60].

İlk önce Şekil 3.19. (b)'nin (1) nolu resminde, 20 bar basınçtaki hava aktif oda olarak adlandırılan küçük silindire girmektedir. Küçük piston AÖN'ya indiğinde giriş valfi kapatılır ve (3) ve (4) nolu resminde küçük silindirdeki hava genişleyerek büyük silindire akar. Her iki piston da (4) nolu şekildeki gibi genişletilmiş havayı boşaltmak için hareket eder ve döngü tekrar başlar [60].

3.4.1.2. CAE'nin Çalışma Modları

MDI'nin tasarladığı CAE Teknolojisinin iki tip Basınçlı Hava Motoru bulunmaktadır, Şekil 3.20. Bunlar;



(a)

(b)

Şekil 3.20. MDI'nin mono enerjili ve bi (dual) enerjili CAE.

Şekil 3.19 incelendiğinde MDI'nin ürettiği CAE, mono enerji modunda, 248 bar basınçta hava dolu tanktan 10 bar basınçta havayı kullanarak 120-150 km menzile, bi enerji modunda ise bir ısıtıcı ile 10 bar basınçta havayı ısıtarak aynı motor ile 450 km menzile ulaşmaktadır [61].

Mono Enerjili Motor - Mod 1

Tanklardaki önceden sıkıştırılmış hava, strok fazını gerçekleştirmek için silindirlerde genişletilmeden önce motorun çalışmasını sağlayan bir odaya (“aktif oda”) transfer edilerek güç üretimi gerçekleştirilmektedir. Kirletici emisyonu bulunmamaktadır. Hava dolmuş istasyonlarında yenilenebilir enerji olan havanın kullanımı ile tamamen temiz bir enerji döngüsü üretilmesini sağlamaktadır [62].

Bi Enerjili Motor - Mod 2

Bi enerjili motor, mod 1 motoruyla aynıdır, ancak basınçlı hava deposu ile motor arasına bir brülör eklenmesiyle, düşük sıcaklıkta yanma sağlayarak emilen havanın basıncını artırarak Mod 1'den daha fazla tork ve güç sağlayarak performansın artırmaktadır. Yaklaşık 600 °C'de kontrollü bir sıcaklıktaki bu harici sürekli yanma, NO_x veya SO_x üretmediği gibi yanmamış HC'lerin tahliyesini ortadan kaldırdığı belirtilmektedir. Fosil yakıt kullanılmasına rağmen, temiz emisyonlu motor, içten yanmalı motorun aksine gaz kelebeğinin konumundan etkilenmediği, benzersiz tüketim verimliliği sağladığı belirtilmektedir [62]. Şekil 3.21'de MDI'nin ürettiği CAE'ları görülmektedir.



Küçük Motor 430 cc 7 kW
1500 rpm`de 45 Nm



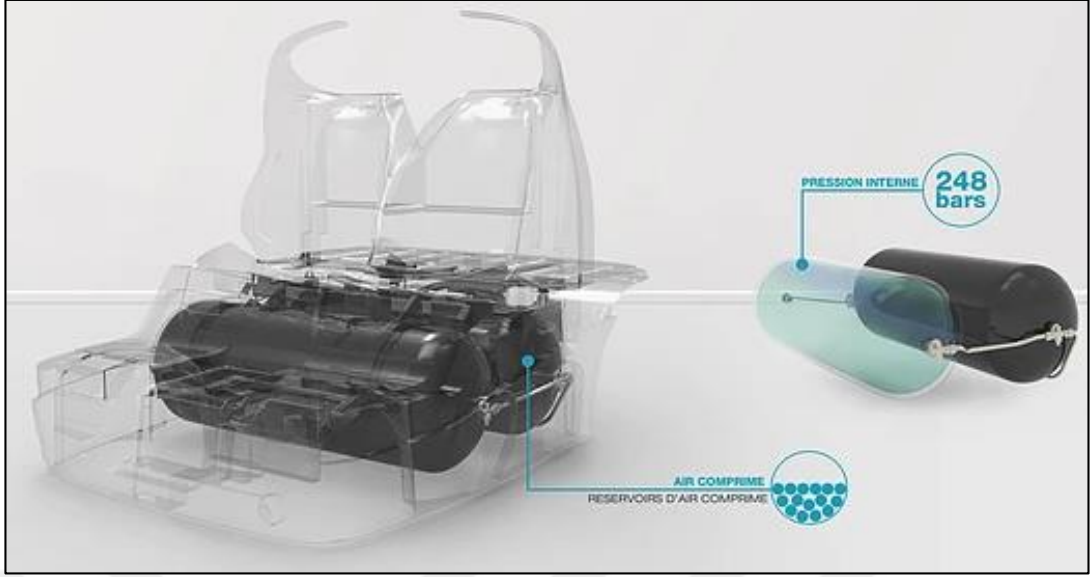
Büyük Motor 1000 cc 72 kW
3000 rpm`de 230 Nm

Şekil 3.21. MDI'nin ürettiği CAE'ları [61].

Sadece basınçlı hava ile çalışan, 430 cc hacmindeki motordan küçük motordan, maksimum 7 kW güç ürettiği, 1500 devir/dakikada 45 Nm tork sağladığı belirtilmektedir. Motorların modülerliğinden dolayı birden fazla gruplandırılmasıyla, (örneğin 7 kW'lık 8 tane motorun gruplandırılmasıyla sağladığı güç $7kW \times 8 = 56$ kW olacaktır.) motor sayısı oranında güç edileceği belirtilmektedir. 1000 cc hacmindeki motordan büyük motordan ise, maksimum 72 kW güç ürettiği, 3000 devir/dakikada 230 Nm tork sağladığı belirtilmektedir. Motorların modülerliğinden dolayı birden fazla gruplandırılmasıyla, (örneğin 72 kW'lık 8 tane motorun gruplandırılmasıyla sağladığı güç yaklaşık 500 kW olacaktır.) motor sayısı oranında güç edileceği belirtilmektedir [61].

3.4.1.3. Basınçlı Hava Tankları

Enerji kaynağı olmayan havayı, yüksek basınçta sıkıştırılması sonrası, ihtiyaç duyulduğunda hava basıncının etkisini kullanmak üzere depolanması gerekmektedir. Şekil 3.22'de MDI'nin tasarladığı CAE için imal edilen basınçlı hava tankı görülmektedir.



Şekil 3.22. MDI'nin basınçlı hava tankı [62].

MDI, tasarlamış olduğu CAE`a enerji deposu olarak, karbon fiberlerle güçlendirilmiş reçineden yaptığı özel tankları 248 bar basınç ile doldurulmasıyla maksimum 100 km/h hız ile, 200-300 km menzile ulaşıldığını belirtmektedir [62].

Şekil 3.23. basınçlı hava tanklarını şarj etme yöntemleri görülmektedir. Basınçlı hava tankları Şekil 3.23`de görüldüğü gibi, sabit hava dolum istasyonlarında ve mobil hava dolum istasyonlarında 2 dakikada, CAE motorunu tersine yani kompresör gibi çalışmasını sağlayan bir elektrik motoru kullanılarak elektrikli araçların şarj istasyonlarında ve evlerdeki prizlerden 3 saat 30 dakika gibi kısa sürede basınçlı hava ile doldurulabildiği belirtilmektedir [62].



a) Hava dolum istasyonu.

Şekil 3.23. CAE basınçlı hava tanklarını şarj etme yöntemleri [62].



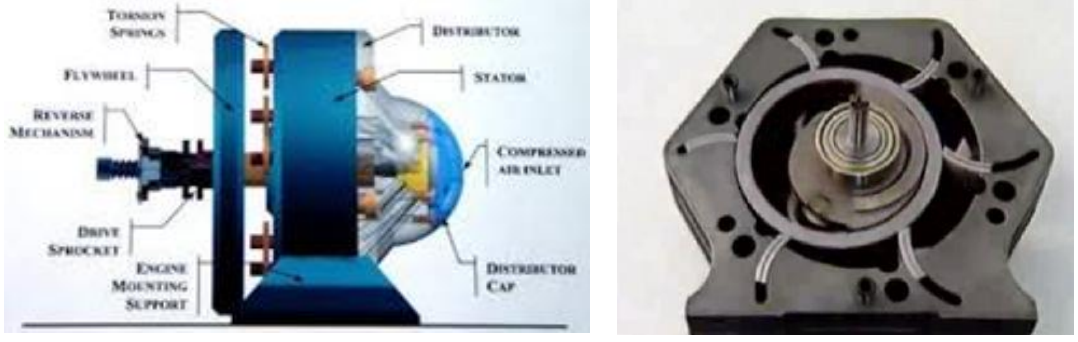
b) Mobil hava dolum istasyonu.

c) Elektrikli araç şarj istasyonunda veya ev elektriği kullanarak hava dolumu.

Şekil 3.23. (devam ediyor).

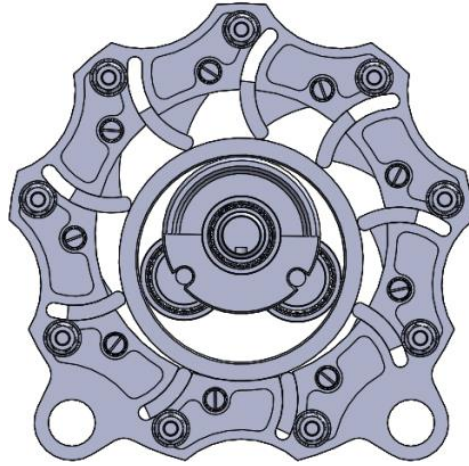
3.4.2. Di Pietro Motor

Di Pietro motor konseptinde, mevcut döner pistonlu motorlardan farklı olarak, silindirik statorun içinde herhangi bir sürtünme olmaksızın yuvarlanan basit bir silindirik döner piston (şaft sürücüsü) kullanılmıştır. Stator ve rotor arasındaki boşluk, ayırıcıları döndürerek 6 genişleme odasına bölünmüştür. Bu bölücüler, şaft sürücüsünün stator duvarının etrafında dönerken hareketini takip eder. Gösterilen motor etkili bir 6 silindirik genişleme motorudur [63]. Şekil 3.24'te Di Pietro Motor görülmektedir.



Şekil 3.24. Di Pietro motor.

Dış duvarındaki hava basıncı ile zorlanan silindirik şaft sürücüsü, eksantrik olarak hareket eder, böylece motor milini şaft üzerindeki yataklara monte edilmiş iki adet yuvarlanma elemanı vasıtasıyla tahrik eder. Şaft sürücüsünün stator içindeki yuvarlanma hareketi, ince bir hava filmi ile tamponlanır. Hava girişinin ve egzozun zamanlaması ve süresi, çıkış miline monte edilen ve motor ile aynı hızda dönen bir yarıklı zamanlayıcı tarafından yönetilir [63]. Şekil 3.25'te Di Pietro motorun sistemi görülmektedir.



Şekil 3.25. Di Pietro motorunun sistemi.

Motorun performans parametrelerinin değişimi, havanın odaya girmesine izin verilen süreyi değiştirerek kolayca elde edilebilmektedir. Daha uzun bir hava giriş periyodu, odaya daha fazla havanın akmasına izin verir ve dolayısıyla daha fazla tork ile sonuçlanmaktadır. Daha kısa bir giriş süresi, hava beslemesini sınırlandırır ve odadaki havanın genişleme işini çok daha yüksek bir verimlilikte gerçekleştirmesini sağlar. Bu

şekilde, sıkıştırılmış hava (enerji) tüketimi, uygulamanın gerekliliklerine bağlı olarak daha yüksek tork ve güç çıkışı için değiştirilebilmektedir [63].

Motor hızı ve torku, motora hava miktarını veya basıncını azaltarak kontrol edilir. Di Pietro motor sıfır rpm'de anlık tork verir ve yumuşak başlatma ve hızlanma kontrolü sağlamak için hassas şekilde kontrol edilebilmektedir [63].

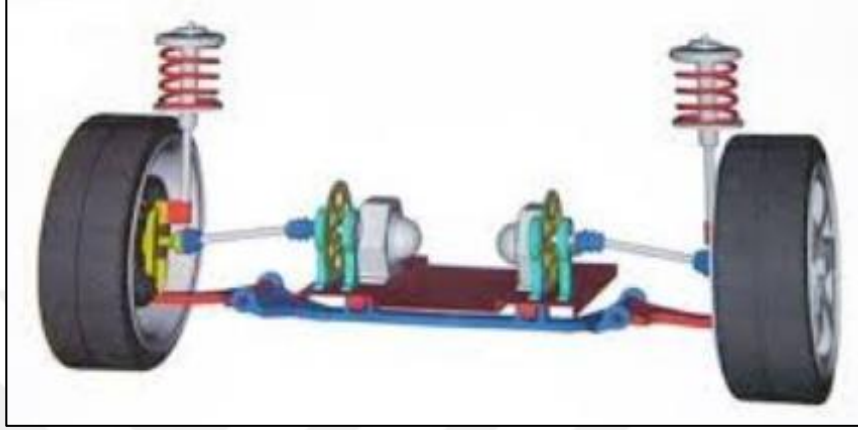
Di Pietro motorunun özelliklerine bakıldığında; % 94,5 verimi, sürekli yüksek tork vermesi, sabit ve hareketli parça sayısının az olması, sürtünmenin çok az olması ve sürtünmeyi aşmak için sadece 1 psi basıncın yeterliliği, pürüzsüz hız kontrolü sağlaması, kompakt ve hafif olması, titreşimsiz olması dikkatleri çekmektedir [63].

Şekil 3.26'da görüldüğü üzere Di Pietro Motorun çalıştırılabilmesi için, basınçlı hava tankı ile motor arasındaki tesisat, çok basit ve sade ve kolay anlaşılır, kolayca ayarlanabilir ve kontrol edilebilir yapıdadır.



Şekil 3.26. Di Pietro motorun hava tesisatı.

Di Pietro Motorun, taşıtlarda kullanımına Şekil 3.27’de örnek gösterilmektedir. Hafif, küçük boyutlu, kompakt yapıda ve montajının kolayca yapılarak, basit hava tesisatıyla otomobil, arazi araçları, fabrika içi personel ve yük taşımada, motosikletlerde de kullanılabilir.



a) Otomobilde.



b) Ağır vasıtada.



c) Motosiklette.

Şekil 3.27. Di Pietro motorun araçlarda kullanımı.

BÖLÜM 4

TAŞIT TASARIMI

Taşıt tasarımında sürücü ve yolcu açısından taşıtın kullanılabilir güvenliğe sahip olması, taşıtı kullanacak toplumun antropometrik özelliklerini belirlemek, taşıtın şasi ve kafes yapısı ile taşıtın sürüş esnasında aerodinamiğini olumsuz etkenlerini tasarım esnasında aza indirmek vazgeçilmez unsurlardır.

4.1. TAŞIT GÜVENLİĞİ

Taşıt güvenliği, araç kullanımı esnasında araçtaki her ne pahasına olursa olsun sürücüyü ve yolcuyla koruma sanatıdır. Kaza durumunda araç hasar görse de sürücü ve yolcuların emniyette ve sağlıklı kalması esastır. Sürücü ve yolcuların güvenliği için taşıt tasarımı öncesi dikkate alınması gerekenler, taşıt güvenliğinin temelleri ve taşıtların tasarım esnasında güvenli hale getirme yöntemlerinin belirlenmesinde, insan güvenliği tasarımının belirleyici aşamasıdır.

4.1.1. İnsan Fizyolojisi ve Yaralanmaları

Sürücü ve yolcuları korumak için önce insan vücudunun temel fizyolojik zayıf noktalarını göz önünde bulundurmanız gerekir. İnsan vücudunun potansiyel yaralanma alanları, taşıtın tasarımı ve sürüş ortamının niteliği farklı yaralanma risklerini belirler. Vücudun, taşıtın şasisine maruz kalan kısmı yaralanma tehlikesi altındadır. Yaralanmalar birçok şekil alabilir. En kritik olay, vücudun dayanabileceği G (yerçekimi) seviyesinin ötesinde etkiler almasıdır. Bununla birlikte, bu ciddi etkiler olmadan alınan yumuşak dokularda yaralanmalar vardır [64].

4.1.1.1. Kafa Travması

Beyin özellikle hasara karşı hassastır, çünkü kafatası, çok katı bir kemik kabının içinde depolanan yumuşak bir doku kütesidir. Beyindeki yaralanmayı önlemenin anahtarı kafatasının ani yavaşlamasından kaçınmaktır. Kafatası sert bir şeye çarptığında anında yavaşlar. İçerideki beyin hareket etmeye devam eder ve bu kafa travmasına neden olur.

4.1.1.2. Boyun ve Omurilik Yaralanmaları

Ciddi tehdit altındaki vücudumuzun bağlayıcı elemanları olan bpyun ve omurilik, esnek ve bir noktaya kadar gerilebilir, kırılmadan önce muazzam G yüklerini kaldırabilir. Beyin gibi, daha uzun bir süre boyunca yavaşlarsa, etkilere daha iyi yanıt verir. Omurga ve boyun, yeterince desteklenmediği takdirde koltukta tekrarlanan sarsılma etkisine maruz kalabilir.

4.1.1.3. Diğer Yaralanma ve Kemik Kırılmaları

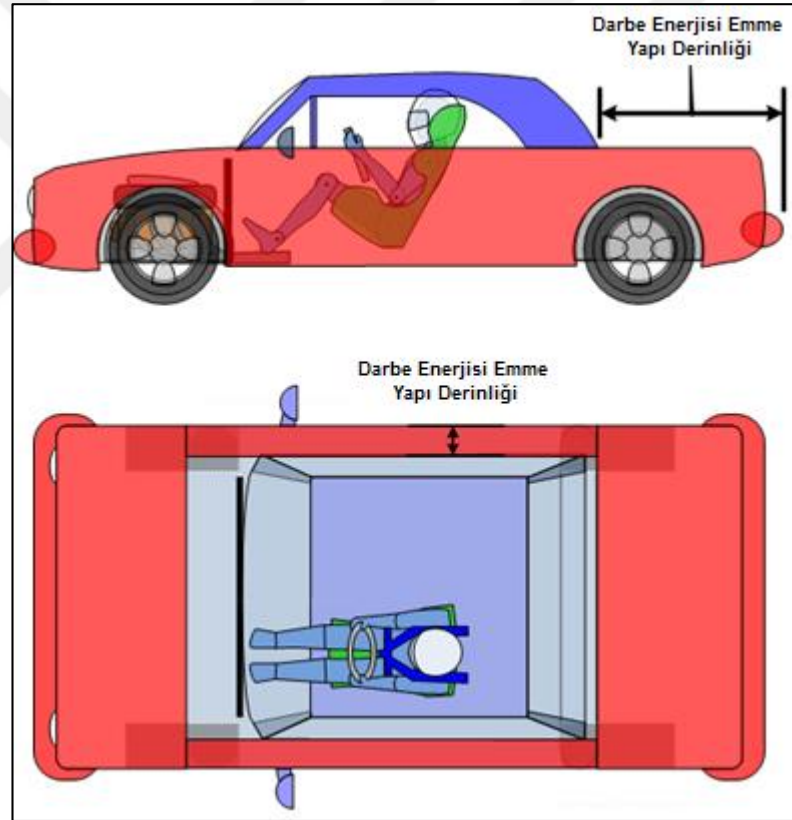
Diğer kemik yaralanma ve kırılmaları, hayatı tehdit edici olmasa da önlenmelidir. Kollardaki ve bacaklardaki kemikler, uzunlukları boyunca gerginlik ve baskı altında gerildiğinde iyi performans gösterir. Ancak, çarpma durumunda, genellikle kayma veya bükülme altında gerilir. Vücudun aldığı sarsıntılara ve titreşimlere bağlı olarak yumuşak dokularda morarma olabilir.

4.1.2 Sürücü, Yolcu ve Kokpit Güvenliği

Sürücü ve yolcu (varsa) güvenlik sistemleri, kokpit içinde ve çevresinde destek ve koruma sağlamak üzere tasarlanmış çok sayıda koruma katmanından oluşur. Araç tipine bağlı olarak, bu sistemler farklı elemanlardan oluşur. En dış katmandan başlayarak en iç katmana doğru ilerleyen bu unsurlara bir göz atalım [64].

4.1.2.1. Darbe Enerjisi Emilimi (IEA)

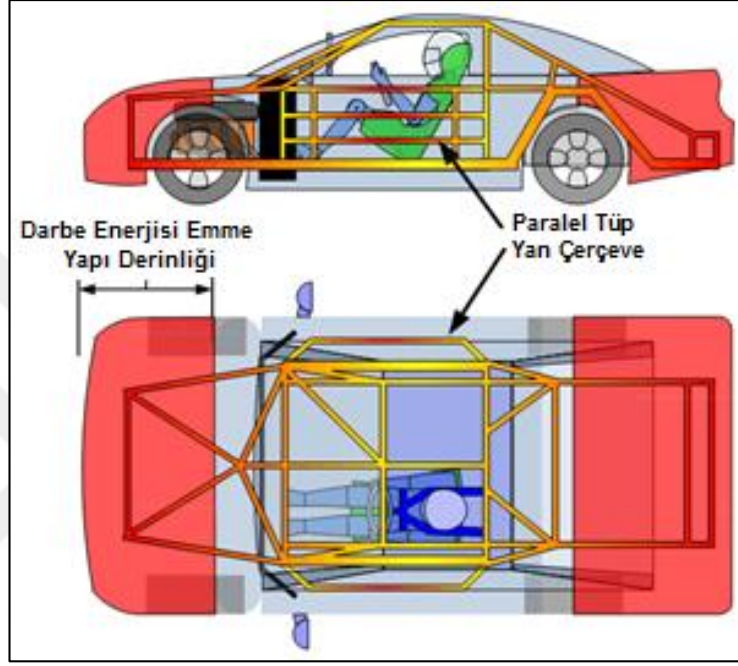
Yolcular için ilk koruma katmanı darbe enerjisi emilim yapısıdır. Bu yapı, çarpma enerjisini sabit cisimlerden ve diğer taşıtlardan emen aracın tahrip edilebilir kısmıdır. Enerji, yapının ezilmesiyle emilir veya atılır. Bu yapının derinliği arttıkça, çarpma sırasında ezilmesi daha uzun sürmesiyle yavaşlama süresi de uzar. Daha uzun süre yavaşlama milisaniyeden fazla olsa bile, vücudun daha düşük G kuvvetlerine ve daha düşük yaralanma ihtimaline neden olur. Bu yapının iç tasarımı mümkünse, ezilirken derinliği boyunca tutarlı ve tahmin edilebilir bir şekilde enerji emmesi gerekir. Şekil 4.1’de unybody taşıtta IEA yapısı derinliği görülmektedir.



Şekil 4.1. Unybody taşıtta IEA yapısı derinliği.

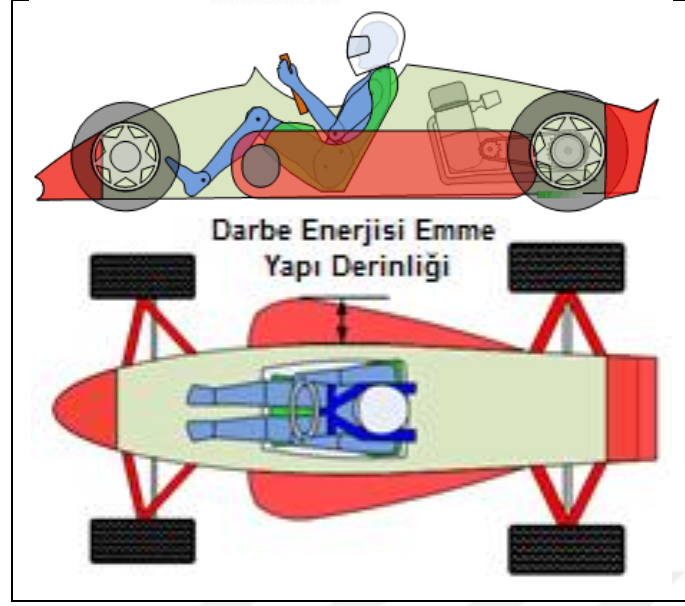
Unybody üretime dayalı bir aracın yapısı, Şekil 4.1’de kırmızı ile gösterilmiştir. Monokok tasarımda tüm gövde ezilebilir bir yapı sağlar. Bununla birlikte, taşıttın kenarları boyunca yapı oldukça sık ve ezilme mukavemeti sınırlı olmasından dolayı, yapı takviye edilmediği sürece yandan gelebilecek çarpmalara

karşı tehlikelidir. Kafa kafaya veya arkadan çarpma durumunda, monokok IEA yapısının derinliği önemli bir koruma sağlar. Üretime dayalı modern araçlar, çeşitli çarpma durumlarında enerjiyi emmek ve yolcuları korumak için tasarlanmasıyla birlikte, yan darbe enerji emilimi, iç yolcu alanı ve kapılar için gereklilikler nedeniyle sınırlıdır. Şekil 4.2’de Sürücü güvenlik hücresi görülmektedir.



Şekil 4.2. Sürücü güvenlik hücresi.

Şekil 4.2’de görülen taşıtta, IEA yapısını sürücü güvenlik hücresinin boru şeklindeki bir çerçeve olduğunu gösterir. Bu çerçeve, ön ve arka bölümlerin ezilmesiyle sürücü ve yolcuların korunmasını sağlar. Güvenlik hücresinin tasarımında, paralel tüp yan çerçeve içermesi sayesinde yan etkiler daha kolay emilir. Tamamen güçlendirilmiş bu yapı, bir “tampon” gibi bir dereceye kadar ezilse de sürücünün korunmasını sağlar. Güvenlik hücresi, darbe esnasında sürücünün sıkışmaması için, dışa açılarak kırılabilir bir yapıda olmalıdır. Şekil 4.3’te Yarış otomobili güvenlik hücresi eklentileri ve IEA derinliği görülmektedir.

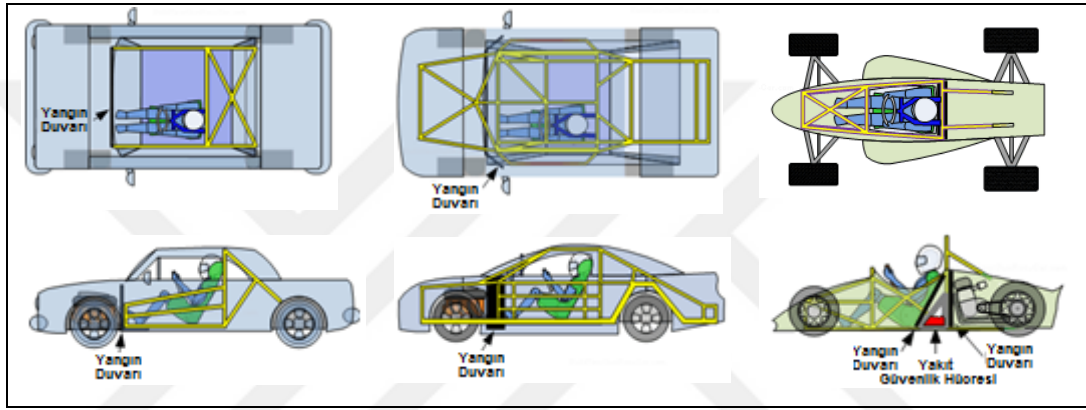


Şekil 4.3. Yarış otomobili güvenlik hücresi eklentileri ve IEA derinliği.

Yarış otomobillerinde boru ile tasarlanmış sürücü güvenlik hücresi, yoğun kullanımı nedeniyle IEA yapıları genellikle eklentidir. Araç şasisi, ayrı sürücü güvenlik hücresi ve IEA yapılarından oluşuyorsa montajı ve bakımı daha ekonomiktir. Eklenti IEA yapıları, sürücü güvenlik hücresinin veya şasinin tasarım hedeflerini etkilemez ve karmaşık hale getirmez. Ayrıca, bir IEA yapısı hasar görürse, sadece hasarlı IEA yapısının değiştirilmesi ile güvenlik hücresi onarılmış olur. Ek yapıların dezavantajı, şasiye sabitleme elemanları arızalandığında, darbe enerjisi emme yapısı, işlevini yerine getirmekte başarısız olacağından kendi başına tehlike oluşturabilmektedir. Şasi ile bütünleşik olarak tasarlanan IEA yapılar ise, istenildiği şekilde koruma sağlayabilir. Ek yapılar genellikle kompozit malzemelerden yapılmadığından, düzgün ezilebilirlik sağlamak için petek veya köpük üzerinde FRP (Fiberglas Takviyeli Plastik) yaygın olarak kullanılmıştır. Yarış arabasının bazı bileşenlerinin IEA yapıları, otomobillerde de olabilmektedir. Şekil 4.3'teki eklenti darbe enerjisi emme yapıları, yükseltmelerini ve değiştirilmelerini sağlayan yolcu güvenlik hücresinden ayrıdır. Bağlantıları, çarpışmaların en kötüsünde bile kopmayacak sağlamlıkta olmalıdır.

4.1.4 Yangın Duvarı (Firewall)

Sürücü ve yolculara zarar vermemek için motor ve yakıt depolarını birbirinden uzak ve ayrı oluşturulan yangın duvarları, genellikle metal ve yanmaz yalıtımlı panellerden imal edilmelidir. Sürücü ve yolcuyla olası yangın ateşinden korumasının yanında, egzoz gazı sızıntılarına veya olası yanma kaynaklarına karşı korumayı sağlar. Sürücü güvenlik hücrelerini, sıcak çalışan bileşenlerden (motor, egzoz) ayırır [64]. Şekil 4.4'te çeşitli araçlarda yangın duvarları görülmektedir.



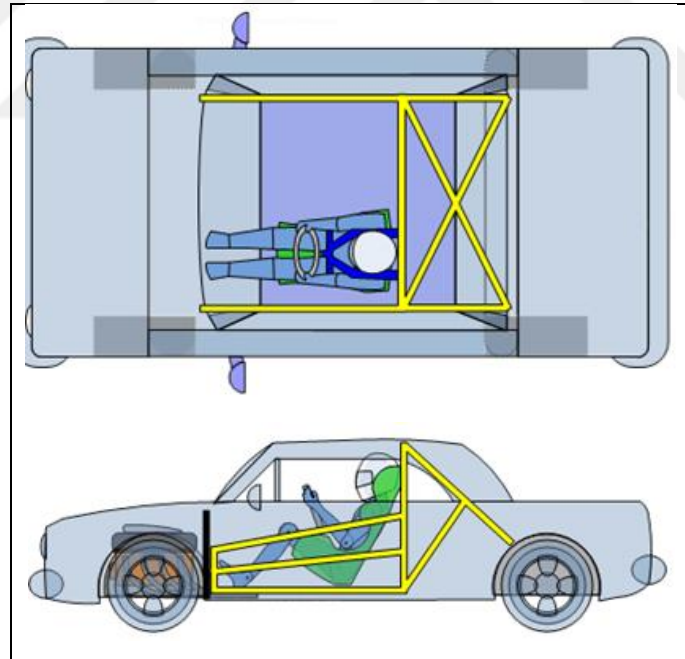
Şekil 4.4. Çeşitli araçlarda yangın duvarları.

Yangın duvarları, Şekil 4.4'te görüldüğü üzere alev, yanıcı maddeler ve sıvıların kokpit içine girmemesini sağlamak amacıyla yangınların potansiyel olabileceği alanları kapatmaktadır.

4.1.5 Sürücü Güvenlik Hücresi

IEA yapının içinde bulunan sürücü güvenlik hücresi, etkili bir şekilde arabanın kokpitini çevreler. Unybody veya monokok olarak tasarlanan sürücü güvenlik hücresi, en şiddetli darbeler altında ezilmesi amaçlanmayan çok sert bir yapı oluşturmalıdır. Kaza esnasında darbelere karşı son savunma hattı olan sürücü güvenlik hücresine “hayatta kalma hücresi” veya “yuvarlanma kafesi” denebilir. Sürücü Güvenlik hücresi, araç devrilmelerinde sürücüyü koruyan ve hayatta kalmasını sağlayan bir yapıdır. Sürücü güvenlik hücresinden beklenenler;

IEA yapısı ezilerek ve enerji emilim kabiliyetini tükettikten sonra bile, sürücülerini ciddi darbelerle karşı ezilmekten korumalıdır. Mümkün olduğunca farklı açılardan çok fazla koruma sağlamalıdır. Tek kişilik araçların açık kokpitlerinde önemli bir sorundur. Koltuklar ve emniyet kemerleri gibi sürücü güvenlik sistemi bileşenlerine montaj ve destek sağlamalıdır. Yangın esnasında veya denize, akarsuya, nehre düşen, sel baskınına maruz kalan araçlarda, kaza sonrası sürücü ve yolcuların, araçtan çabucak çıkarılabilmesine kolaylık sağlayıcı tasarımda olmalıdır. Taşıt tasarımı, koruyucu olurken yaralanan yolcuların çabuk çıkarılmasını önlememelidir. Amatörce imal edilen yarış arabaları ve üstü açık taşıtlarda sürücü güvenlik hücresi, şasinin burulma dayanımını artırmada yardımcı olan ayrılmaz bir parçadır. Şekil 4.5'te tek kişilik araçta boru şeklindeki sürücü güvenlik hücresi görülmektedir. Sürücü güvenlik hücresi, Şekil 4.5'te görüldüğü gibi ayrı üretilerek şasiye bağlantı elemanlarıyla veya kaynaklama yöntemi ile birleştirilir. Bu tasarımda, yan darbelerden koruyucu boru yapısı ile çapraz bağlanmış boru çubuk kullanılır.



Şekil 4.5. Tek kişilik araçta sürücü güvenlik hücresi.

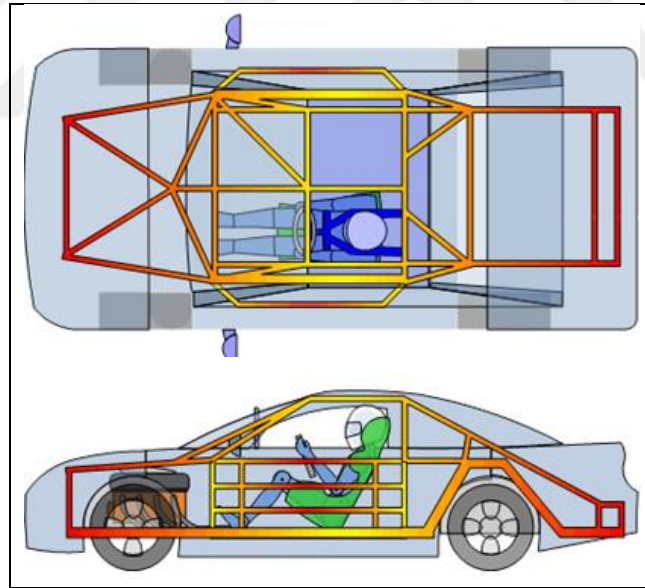
Bu yapı daha hafif çarpmalarda veya yuvarlanmada makul bir koruma sağlarken, yüksek hızlı çoklu araba yarışı veya yüksek performanslı yol sürüşleri için sürücü ve

yolcuların çevreleyen çapraz bağlanmış daha çaplı boru kafes yapıya ihtiyaç duyulacaktır [64].

Bir kaza esnasında OSC'nin, önden çarpma durumunda kokpitin yanlarının, sürücüyü sıkıştırmaması için dışa doğru genişlemesini sağlayacak bir tasarım yapılmalıdır. Tasarıma çeşitli görsellik etkileri, üçgenlemeyi optimize etmenin yollarını belirleyebilirsiniz, böylece güvenlik hücresinde tasarlanan çöküşü sağlayabilirsiniz.

4.1.6. Çarpışma Enerjisinin Emilimi

Bir taşıtta hem IEA hem de OSC yapılarının nasıl davrandığını Şekil 4.6'da, renkli şasi gösterilmiştir. En dıştaki borular ezilebilirliği ile bir miktar enerji emilimi sağlarken, iç yapıdaki OSC'ni sağlamlaştırmak için yüksek oranda üçgenlenmiştir [64]. Şekil 4.6'da entegre OSC ve IEA yapısı görülmektedir.

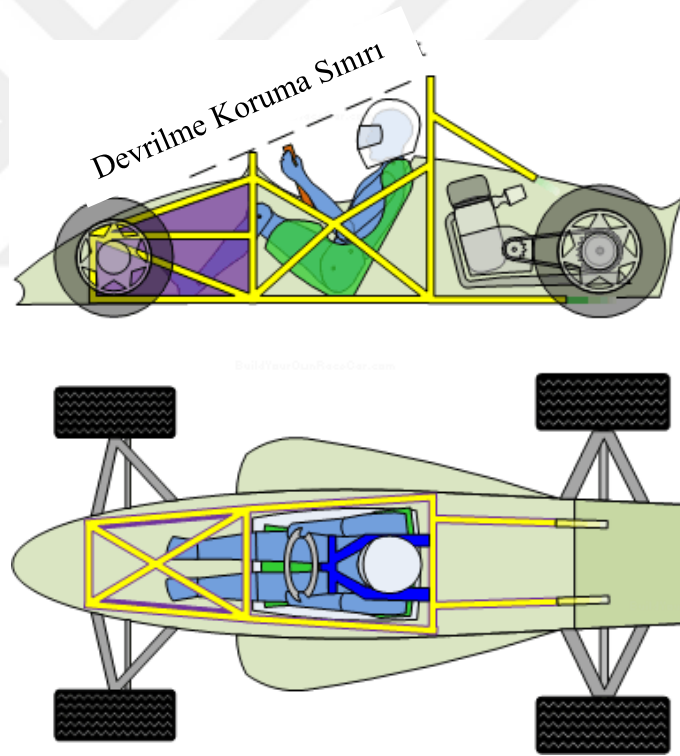


Şekil 4.6. Entegre OSC ve IEA yapısı.

Entegre edilerek imal edilen OSC ve IEA yapıları, dış yapı olan IEA enerjiyi emecek şekilde, iç yapı OSC ise sağlamlık sağlayacak şekilde tasarlanmalıdır.

4.1.7. Devrilme Koruma Barı

“Devrilme koruma sınırı” açık kokpit araçlarında önemli güvenlik unsurudur. Devrilme Koruma Barının tepesi ile sürücü güvenlik hücresinin en yüksek noktası arasında çizilen bu hayali çizgi, eğer sürücü emniyet hücresi baş aşağı çevrilirse yolun nerede olacağını gösterir. Güvenlik hücresinin tasarlanırken, bu hattın başın yol yüzeyine temas etmemesi için sürücü kaskının 5-10 cm üstünden geçmesi gerekir. Üst yapının işlevinden ödün vermeden, ön cam veya kaporta kullanılması görünürlüğü artırmaya yardımcı olabilir. Daha iyi ağırlık merkezi için, sürücünün konumu alçaltılabilir ve görüş alanının yeniden oluşturulmasına yardımcı olmak için ön cam kullanılabilir [64]. Şekil 4.7’de devrilme koruma sınırı görülmektedir.



Şekil 4.7. Devrilme koruma sınırı.

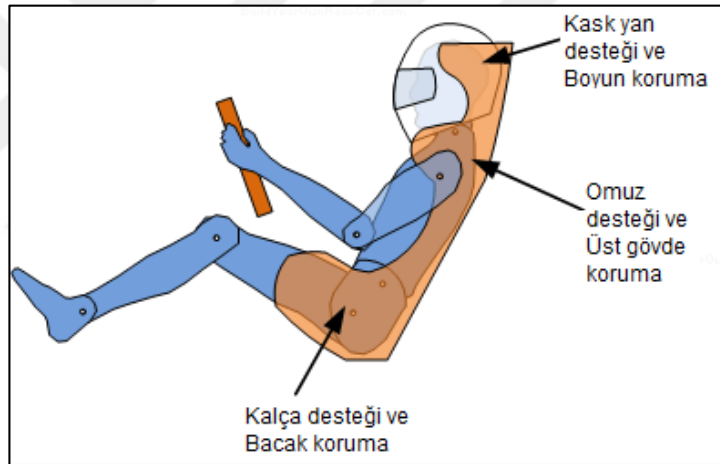
4.1.8. İzinsiz Giriş Önleme Panelleri

İzinsiz giriş önleme panelleri, süspansiyon salıncaklarının kırıldığı bir kaza durumunda, süspansiyon parçalarının güvenlik hücreğine girebileceği düşünülerek,

kırılan parçaları şasiden uzağa yönlendirerek sürücünün bacaklarını korumayı amaçlamaktadır. Şekil 4.7'de izinsiz giriş önleme panelleri sürücünün bacaklarının yanında mor renkte gösterilmiştir. Başka bir faydası da monokok paneller gibi davranabilmesiyle şasiye mukavemet kazandırması ile fazladan üçgenleştirilmiş kafes yapıya olan ihtiyacı azaltması, taşıt ağırlığının azalmasını sağlamaktadır.

4.1.9. Koltuklar

Sürücülere destek sağlayan, emniyet kemeri bağlantısı bulunan ve dış cisimlerden bir miktar koruyan koltuklar, yüksek performanslı arabalar için iyi bir destek ve rahatlık karışımı sunmalı ve gerekiyorsa maksimum koruma için ekstra destekler sağlamalıdır [64]. Şekil 4.8'de sürücü koltuğu görülmektedir.



Şekil 4.8. Sürücü koltuğu.

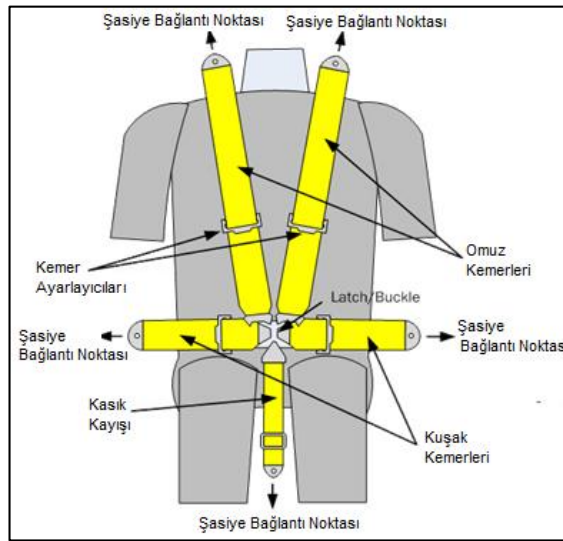
Koltuk, viraj alırken yanal destek, hızlanma ve frenleme sırasında uzunlamasına destek sağlamalıdır. Bu destekler, sürücünün kendini tutma zorunluluğunu ortadan kaldıran koltuk, sürücünün gövdesini saracak derinlikte olmalıdır. Ayrıca, sürücü kaskının yanal hareketini sınırlandırmak için baş destekleri içermelidir. Yarış arabalarının dışındaki ulaşım maksatlı arabalarda ise koltuk, yolcuların içeri girip çıkmasını kolaylaştırmak için daha düzlemsel olabilir. Sürücünün kontrolünü en üst seviyeye çıkarmak için aracın hareketini hissetmesi gerekir. Aracın kayması durumunda, süngeri kalın koltuğa göre süngeri ince olan koltuk, sürücünün kaymayı engellemek için anlık tepki vermesini sağlamaktadır. Çünkü koltuk çok yumuşaksa

hissi kaybolur. Koltukta gereğinden ince sünger kullanılmışsa, sürücünün yorulmasına ve refleksleri azalacağından, sonuçlar çok yumuşak bir koltukla aynı olabilir. Yarış koltuğu imalinde kullanılan sıvı köpük, plastik bir poşetin içine doldurularak koltuk kılıfı torbasına yerleştirilir. Sürücü, plastik torbanın üstündeki yuvaya oturarak kalıplanır, imalat işlemi bu kalıba göre sürücüye özel yapılır.

4.1.10. Emniyet Kemerleri

Emniyet kemerleri, kaza durumlarında maksimum koruma desteği sağlamamak, sürücünün gsürüş hissini arttırmak için sürücüyü koltuğa yaslar. Kazalarda sürücüyü, güvenlik hücresi veya çıkıntılardan zarar görmemesi için aracın kokpitinde hareket etmesini önler. Kemer demetleri, sürücü hareketini önlemek ve kaymalarını engellemek için sürücü gövdesini saracak şekilde çok noktalı konfigürasyonda olmalıdır [64].

Şekil 4.9’da gösterilen emniyet kemeri demeti, 5 bağlantı noktasından şasiye bağlanmayı sağlayan ve bir tokayla birleştirilen 5 kayışa sahiptir. Sürücünün kayışların altından kaymasını önleyen bu emniyet kemeri, darbe enerjisini gövdenin daha büyük bir kısmına dağıtır. Gövdeyi çapraz bir düzende tutarak, devrilme veya diğer ani değişiklikler durumunda gövdeyi tutmaktadır. Kayışlardaki ayarlayıcılar, kayış demetlerinin sıkılmalarını veya gevşetilmelerini sağlamaktadır.



Şekil 4.9. Beş nokta bağlantılı emniyet kemeri.

4.1.10. Baş ve Boyun Desteği

Baş ve boyun desteği için kullanılan HANS cihazı Şekil 4.10.'da görülmektedir.



Şekil 4.10. HANS cihazı [65].

HANS (Baş ve Boyun Desteği) cihazı, baş ve kaskın ağırlığının boyun zedelenmesini önlediğinden sürücü güvenliği sisteminin bir parçası olmuştur [64].

4.1.11. Yakıt, Yağlar ve Soğutucu Güvenliği

Sürücülerin kendi araçlarında güvende olmasına dikkat edilmesine rağmen, diğer araçların sürücü ve yolcularına zarar gelmesini önleyen güvenlik önlemleri de vardır. Yakıt, yağlama maddesi ve soğutma suyu güvenliği bu kategoriye girer [64].

4.1.11.1. Yakıt Güvenlik Hcreti

Yarışlardaki ve yollardaki birçok ölüm ve yaralanmalara sebep olan yangın, çarpma sırasında korunaklı olmayan yakıt tanklarının ve hatlarından kaynaklanmaktadır. Yakıt Güvenlik Hcreti sayesinde, kaza sonrası yangınlarda çok azalma görülmüştür. Yakıt depoları genellikle içi lastik bir mesane olan ve delinmelerden koruyan bir dış metal kabuğundan oluşur. Aşırı etkilerde bile mesane sıkılmış bir balon gibi davranarak Őekli değişir, ancak patlamaz. Yakıt hatları kesilmeyi önleyen zırhlı yapıda olup, hasar görme ihtimali olmayan ve hareketli parçalardan uzak yerlere döşenmelidir. Yakıt güvenlik hcreti ile sürücü arasında sızdırmaz bir güvenlik duvarı kullanın ve yakıt güvenlik hcretini şasinin içine çarpma olasılığı bulunan kısımdan

uzağa yerleştirin. Ayrıca bataryanın bir metal kutu içerisine yerleştirilmesi, delinmeleri ve asit sızıntılarını önleyebilir.

4.1.11.2. Yağlayıcı ve Soğutucu Güvenliği

Motor yağı ve soğutucular yol yüzeyine döküldüğünde, diğer araçlar için tehlike oluştururlar. Dökülmeleri önlemek için motorun altındaki tutma mekanizması bulundurulmalıdır.

4.1.12 Aktarma Organı Güvenliği

Aktarma organları bileşenleri, hem yol tutuşunu ve hakimiyetini kaybeden araca, hem de diğer araçlar için ciddi bir tehdit oluşturur [64].

4.1.12.1. Dönen Millerin Emniyeti

Motoru önden çekişli, arkadan itişli veya dört tekerlekten çekişli araçlar için, şaft emniyet halkaları, kırılmış pervane şaftının yol yüzeyine düşmesine önlemek, aracın altına hasar vermemesi için önemlidir.

4.1.12.2. Tekerlek Güvenliği

Tekerlek ve lastiğin yarış aracından ayrılmasını engelleyen, süspansiyonun kırılmasını önlemek için tekerlek bağları takılıdır. Ataletleri ve sıçrama eğilimi nedeniyle, bu kombinasyon hem yarışçılar hem de seyirciler için ciddi bir tehdit oluşturur. Tekerlek bağı, genellikle bir ucu şasiye , diğeri mafsala tutturulmuş örgülü çelik veya sentetik fiberlerden oluşur. Bu güvenlik özelliği tüm yarış araçlarında önemli olmakta ve özellikle çarpışmalarda süspansiyon kırılmalarının çok sık olduğu karşılaşıldığı belirtilmektedir.

4.2. SÜRÜCÜ ANTROPOMETRİSİNİN TAŞIT TASARIMINA ETKİLERİ

Otomobillerde bulunan iç kabin elemanları ve sahip olmaları gereken ergonomik özellikler; araç içerisindeki sürücü ve yolcuların güvenliği ve konforu açısından vazgeçilmez öneme sahiptir. Sürücünün araca hakim olması bu elemanlar vasıtasıyla sağlanmaktadır. Tasarım kalitesinin artırılması için, hedef kitleyi oluşturan insanların antropometrik ölçülerinin araştırılması ve bunun tasarıma yansıtılması gerekmektedir. Küresel ekonomi şartları içerisinde başarılı olmak isteyen otomobil üreticileri, hedef kitleye uygun olarak tasarlanmış ürünleri sunmalı ve ileriye dönük tasarımlarda da zamanla vücut ölçülerinin değişebileceğini göz önünde bulundurmalıdır [66].

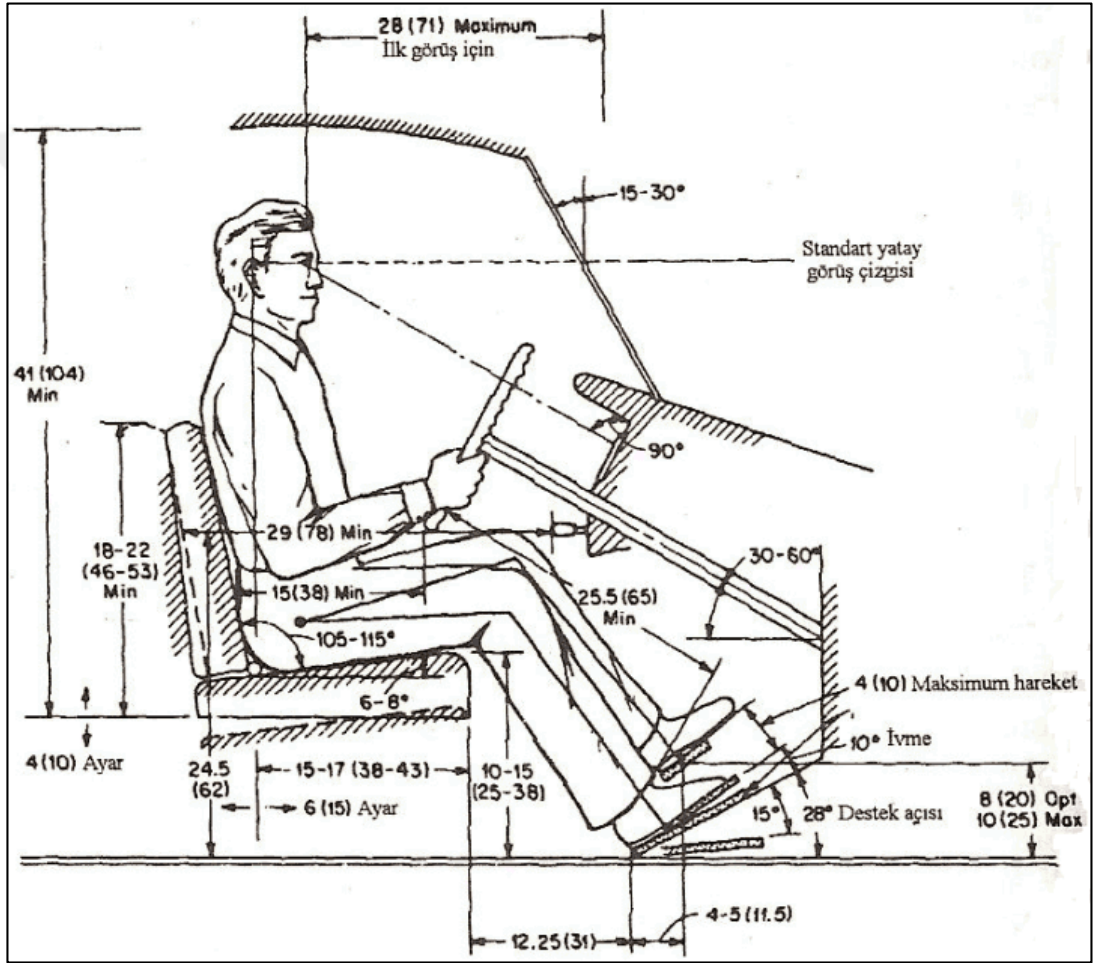
Kullandıkları araçların özelliklerini etkili bir şekilde kullanabilen ve otomobil satın alırken ergonomik özellikleri öne çıkararak tercihini yapan müşterilerin sayısı arttıkça, otomobil üreticilerinin de "ergonomi bilimine" daha büyük yatırım yapmalarını neden olacaktır.

Ergonomik tasarım, insan faktörünü toplam tasarım sürecinin merkezine yerleştirir. Bu süreçte; insanların yapısal (anatomik), boyutsal (antropometrik), beceri, ruhsal ve fizyolojik özellikleri dikkate alınarak, üretilecek ürünler bu doğrultuda tasarlanır.

Otomobiller için de geçerli olan bu ergonomik tasarım sürecinin tipik evreleri, kullanıcı özelliklerinin tanımlanması, temel tasarım parametrelerinin tanımlanması, tasarım parametrelerinin insanların biyolojik ve fizyolojik yapıları dikkate alınarak test edilmesi, testlerde elde edilen bulguların değerlendirilmesi ve değerlendirmeler sonucunda projenin temel parametrelerine son şeklinin verilmesidir [66].

Beş adımdan oluşan bu süreç sonucunda insan-makine ilişkileri daha iyi tanımlanmış ve bu tanımlar doğrultusunda araç içerisindeki yolcuların konforu sağlanmış, bu konforla birlikte aracı kullananın insan olduğu mantığıyla sürücü ve yolcuların araç içerisindeki yol boyunca güvenlikleri de sağlanmış olmaktadır. Yol güvenliği olarak adlandırdığımız, sürücü ve yolcu güvenliği araç elemanlarının da ergonomik yaklaşımlarla ele alınması gerekmektedir.

Birincil ve ikincil kontrol elemanlarının kolay erişilebilir, basit ve doğal hareketlerle kullanılabilir olması, sürücü görüş alanının etkinliğinin sağlanması (sürücü koltuğu, cam yüzeyleri, aynalar), kabinin kazalardaki yaralanmaları minimuma indirecek şekilde tasarlanması, sürücü koltuğunun sürücüye rahatsızlık vermeyecek şekilde tasarlanması, araç şasesinin dinamik stresleri yolculara iletme düzeyinin azaltılması ve en uygun kapı tasarımının bulunması gibi Şekil 4.11’de sedan otomobillerin ergonomik taşıt kabini tasarımı için öneriler görülmektedir [66].



Şekil 4.11. Sedan otomobillerde ergonomik taşıt kabini tasarımı önerileri [67].

4.3. TAŞIT İÇ MEKAN ERGONOMİK TASARIMI

Günümüz otomobilleri ileri teknolojiye sahip olmalarının yanında ergonomi biliminin uygulanması, araç içerisinde yolculuk yapan sürücü ve yolcuların konfor ve güvenliğinin sağlanması açısından kritik öneme sahiptir. Ergonomik tasarlanan araç

kabini ve kabin elemanları, sürücünün konsantrasyonunu ve sürüş kalitesinin artışı sağlayacaktır. Sürücü, kontrol elemanlarına daha kolay erişerek kullanabilecek, aynalar ve ön panel üzerinde yer alan gösterge bilgilerinden daha etkili faydalanacaktır. Ergonomik prensiplerin ön plana çıkartıldığı bazı kabin elemanlarını şu şekilde sıralanabilir; sürücü koltukları, emniyet kemerleri, direksiyon simidi, mekanik kontrol elemanları, göstergeler, dikiz aynaları, kontrol düğmeleri v.b. gibi [68].

4.3.1. Sürücü Koltuğu

Sürücü koltuğunun ergonomik prensipler doğrultusunda tasarlanması, sürücünün araç üzerindeki hakimiyetini desteklemektedir. Ergonomik bir sürücü koltuğu, sürücünün aracın ön ve arka tarafını görmesini engellememeli, araç içerisindeki kontrol elemanlarına ulaşmasını desteklemeli ve yapıldığı malzeme ve tasarımı itibariyle sürücüye rahatsızlık vermemelidir [69].

Her toplumun kendine özgü antropometrik ölçülere sahiptir. Sürücü koltuğa oturduğunda (özellikle de kilolu kullanıcılar için), oluşacak basıncın dengeli bir şekilde basen ve bacağın dize yakın kısmına dağılması için koltuğun oturak kısmının önü, yumuşak bir eğime sahip olmalıdır. Sürücü koltuğunun, vücutla temasında yaşanacak problemlerin önlenmesi için koltuğun oturak kısmında yeterli derecede kabarıklık olması gerekmektedir [69].

Koltuğun kumaşı da ergonomik açıdan önem taşımaktadır. Aşırı terlemeye neden olmayacak, hava geçirgenliği olan kumaşlar tercih edilmelidir [70].

Koltuğun arka kısmı tasarlanırken insan omurgasının ters "S" şeklinde olduğu göz önünde tutulmalı ve koltuğun bel bölgesine rastlayan kısmı çıkıntılı, sırt bölgesine rastlayan kısmı ise girintili olmalıdır [70].

Sürücü koltuklarında yol koşullarında olabilecek problemlerden en az etkinin kullanıma yansması için süspansiyonlu koltuklar tercih edilmelidir. Ayrıca ergonomik faktörleri göz önünde tutarak, kol dayama destekli, minder eğimli, yükseklik ayarlı,

diz mesafesi ve sırtlık eğim ayarlı sürücü koltuğu tasarlanmalıdır. Sürücü koltuğu tasarımında, oturağın eni, derinliği, arkalığın yüksekliği, arkalığın alt kısımdaki ve üst kısmında eni ölçülen genişlikte olmalıdır. Koltuğun oturak ve arkalığının, verilen ölçülerin dikiminden itibaren hafifçe yanlara açılarak devam edip, öne doğru 5-6 cm kadar bir çıkıntı yapmalıdır ki; sürücü, koltuğuna oturduğunda vücudunu yanlardan kavramalı ki böylece yolculuk sırasında ve virajlarda vücudun yanlara savrulması önlenmelidir [71].

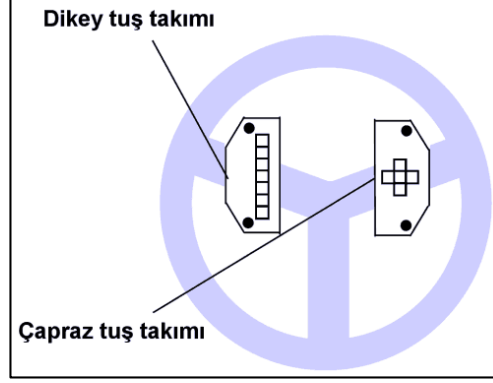
4.3.2. Mekanik Kontrol Aksamları

Araçlarda mekanik fonksiyonların (aracın hızlandırılması, yavaşlatılması, durdurulması, vites değiştirilmesi, kapının açılması) gerçekleştirilmesi, mekanik kontrol aksamları kullanılarak sağlanır. Gerçekte mekanik kontrol elemanları her kullanıcı için ayrı ayrı ele alınmalı, ancak pratikte maliyeti açısından uygulaması kısıtlıdır. Mekanik kontrol aksamları tasarlanırken sürücüyü yormayacak, kullanım için ek bir çabaya ihtiyaç duyulmayacak tasarımlar üzerinde çalışılmalıdır [68].

4.3.3. Direksiyon Simidi

Direksiyon simidi, sürücünün araç üzerindeki etkinliğinin sembolüdür. Sürücünün beyniyle verdiği, kollarıyla uyguladığı kararları tekerleklere iletir, böylece araç gitmesi gerektiği tarafa yönlendirilmiş olur. Eğer sürücü verdiği kararı uygulamakta zorlanacak olursa, aracın diğer fonksiyonlarını yerine getirmek için harcayacağı dikkat ve performansında eksilme olacak ya da araç istenenden farklı bir yöne doğru hareket etmiş olacaktır. Bu nedenle, "direksiyon simidi" sürücü tarafından kolaylıkla kullanabilecek yapıda olmalı; sürücünün ellerinin kolay kavrayabileceği kalınlıkta ve şekilde, avuç içlerine yapışmayacak ve terletmeyecek malzemeden yapılmış olmalı, sürücüye gereğinden fazla uzak veya yakın, yukarıda veya aşağıda, gereğinden büyük ya da küçük olmamalıdır. Direksiyon simidi üzerinden kontrolü sağlanan diğer fonksiyonlar için hazırlanmış tuş takımının konumu ve dizilimi de, ergonomik prensipler göz önünde bulundurularak tasarlanmalıdır. Direksiyon simidi üzerindeki tuş takımı, sürücünün direksiyon hakimiyetine zarar vermeyecek şekilde olmalı ve tuş takımı kullanıcı rahatlığı açısından kolay algılanabilecek düzeyde

olmalıdır [72]. Direksiyon simidindeki Şekil 4.12.'de dikey ve çapraz tuş takımı görülmektedir.



Şekil 4.12. Direksiyon simidinde dikey ve çapraz tuş takımı [72].

Direksiyon simidi tuş takımı tasarımlarından en kullanışlı çapraz tuş takımı olduğu belirlenmiştir. Tuş takımındaki tuş sayısı arttıkça, kullanıcının tepki süresinin de artması nedeniyle, tuş takımının üzerindeki tuş sayısının da en optimum seviyeye indirilmesi gerekmektedir [72].

4.3.4. Emniyet Kemerleri

Çoğu sürücü ve yolcuların emniyet kemerlerini uyarı ve cezalara rağmen takmamalarının temel nedenlerinden biri, kemerlerin gerçekten de insanlara rahatsızlık vermesidir. İnsanları karın ve omuzlarından kavrayan kemerler, özellikle sürücüleri bunaltmakta, kaza anında belki de hayat kurtaracağı bilinse de, yukarıda belirtilen gerekçe ile kullanılmamaktadır. Ergonomik açıdan tekrar ele alınması gereken ise; emniyet kemeri ve benzeri kabin araç ve gereçlerin, sürücünün hareket kabiliyetini kısıtlamayacak ve bunaltmayacak yapıda ve esneklikte olmalıdır [68].

4.3.5. Göstergeler ve Dikiz Aynaları:

Göstergeler ve dikiz aynaları, sürücüleri araç içerisindeki ve dışarıdaki durumlardan haberdar eden aksamlardır. Sürücüler aracın hızını, motor devrini, yakıt

durumunu, arka taraftan gelen araçları bu aksamalar tarafından aldıkları bilgilerle aracı yönlendirmektedir.

Sürücünün bilgiye eksiksiz ve etkili bir şekilde ulaşması için, göstergelerin tasarımı kadar bunların ön panele yerleştirilmesi de önemlidir. Göstergelerde kullanılan renkler ve yazıların algılanması kolay, ibrelerin hareketi aynı yönde olmalıdır. Aynı türden bilgileri veren göstergeler birbirine yakın olmalıdır [73]. Şekil 4.1’de görülen araçta ön panelin tam ortasında yer alan göstergeler, araçtaki herkesin görebilmesine ve işlevselliğe imkan sağlayacak şekilde tasarlanmış, ön panelin tam ortasında sunulan göstergeler görülmektedir.



Şekil 4.13. Ön panelin ortasında sunulan göstergeler [73].

4.3.6. Sürücü Verimi ve Davranışları

Kazaların ve yaralanmaların önlenmesinde insan kapasitesi ile algılama, karar verme ve motor yeteneklerinin tamamına ihtiyaç vardır. Sürücünün stres dolu koşullarında üst düzey koordinasyon gerekmektedir.

Yukarıda bahsedilen yeteneklerle doğrudan ilişkili ekipmanların tasarımına öncelik verilmesi, sürücü verimi ve davranışlarının doğru otomobil tasarım ile geliştirilebileceği görülmektedir. Normal vites kullanımı otomatik vites oranla daha fazla denetim hareketi yapmayı gerektirdiğinden, sıkışık trafikte daha fazla denetim hareketi yapmak ek zihinsel stres yaratır. Bu durumda, adrenalin salgılama, deri geçirgenlik aktivitesi, kalp hızı ve kalp hızı değişkenliği gibi konularda farklılıklar olduğu saptanmıştır. Manuel vites kullanan sürücüde sempatik sinir sisteminde daha fazla aktivite olması, daha fazla stres anlamına geldiği belirlenmiştir [67].

Sürücü davranış hataları, sürücü görsel tarama çeşitliliği, hızın algılanması ve yargılanması, aradaki mesafenin algılanması ve yargılanması, risk alma seviyesi, reaksiyon zamanı, sürücülerin kişisel özellikleri, deneyimi, yaşı, cinsiyeti, sürücüde geçici bozukluklar (yorgunluk, alkol alımı veya ilaç kullanımı) tasarımı etkilemesi gereken faktörler arasında yer almalıdır. Bir tasarımcının başarılı olabilmesi için, sürücü davranış modellerini çok iyi kavramalı ve sürücünün kesin veya sezgisel davranışlarını kestirebilmelidir.

4.3.7. Enformasyon Araçları

Son yıllarda taşıtların panellerinde sürücünün daha güvenli ve konforlu seyahat etmesini sağlayan çeşitli ikazlar (yolda buzlanma, yön bilgileri, öndeki araçla güvenli mesafeyi aştığını uyarma vb gibi) sürücünün dikkatini çeken "enformasyon araçları" denilen bilgi alışveriş panelleri, hızla ilerleyen bilgisayar teknolojilerinden nasibini almaktadır. Yolcu güvenliğini en ön planda tutan akıllı taşıt sistemleri (ATS) adı verilen bu araçlar, yapay zeka teknolojisini kullanmakta ve sürücünün stresini, dikkatsizliğini ve yorgunluğunu en aza indirmektedir. ATS ile sürücüyü yoğun biçimde bilgilendirme ve görsel kaynakları kullanma oranı artmıştır. ATS tasarımlarının ergonomik faktörlere uygun hale getirilmesi, bilgilerin en iyi nasıl gösterileceği ve tanımlanacağı, bu bilgilere en iyi nasıl ulaşılabileceği ve cihazın sürücünün sezgisel düşünce tarzına en iyi uyum sağlayacağı durumlar incelenmekte ve geliştirilmektedir [68].

4.3.8. Kabin Konfigürasyonu

Kabin tasarımından etkilenen sürücüler için farklı kabin konfigürasyon tasarlanmıştır. Spor arabalarda sürücü daha yatar bir konumda ve direksiyon simidi daha dikey düzlemde iken, sedan arabalarda sürücü genellikle daha dik oturur, direksiyon simidi daha büyüktür ve yatay bir düzlemde yerleştirilmiştir [68].

4.4. TAŞIT TASARIMINDA DİKKAT EDİLECEK HUSUSLAR

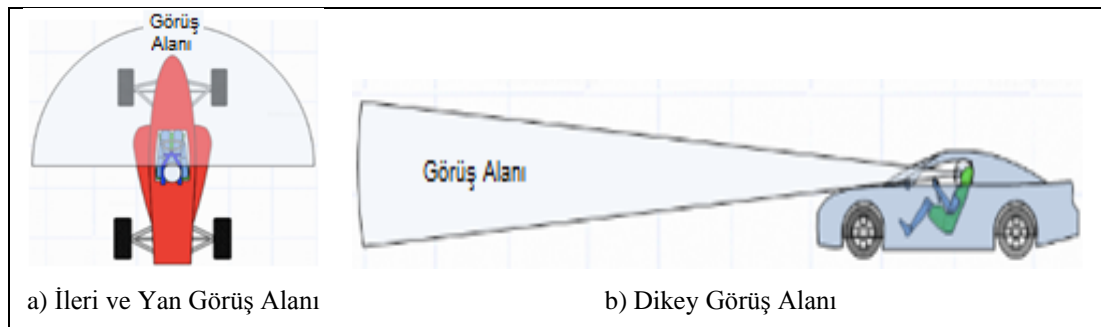
4.4.1. Oturma Pozisyonu

Bir arabanın en önemli kısmı sürücünün sürüş oturma pozisyonudur. Şekil 4.14'te görülen taşıt sürüş pozisyonları, sürücülerin görüş alanını hem ileri hem de dikey olarak etkiler.



Şekil 4.14. Taşıt sürüş pozisyonları [74].

Şekil 4.15.'te görülen görüş alanı, aracın ön ve yan tarafındaki görüşü ve yol yüzeyinin görünürlüğünü içermelidir.



Şekil 4.15. Sürücü görüş alanları [75].

Ön ve yanlar yaklaşık 180 derece yay olmalı, sürücülerin etrafa bakarken doğayı hissetmelerini sağlamalıdır. Bir arabanın koltuğunu tasarlarken, ideal pozisyon sürücünün standart ve çevresel görüşle açıkça ileri ve yanlarını görmelerini sağlamak ve yan aynaları çevresel görüşlerinde yeterince görmek için olacaktır [75].

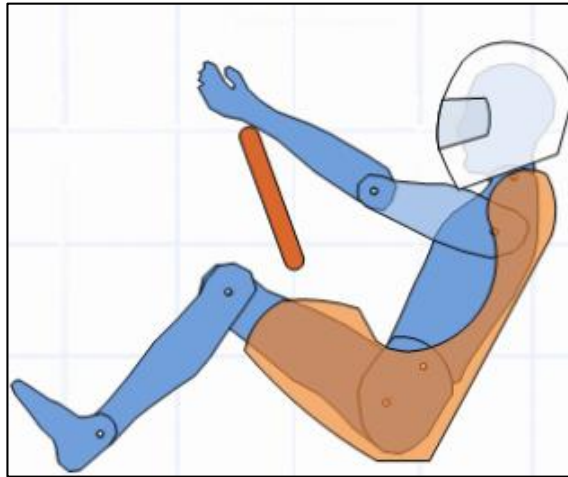
4.4.2. Kontrol Pozisyonu

Araç kontrolleri, sürücünün rahat ulaşabileceği bir yerde olmalı ve kullanımı rahat olmalıdır. Kontrol konumları genellikle direksiyon simidi, pedallar, göstergeler ve kokpit ortamı içerir [76].

4.4.2.1. Direksiyon Simidi

Şekil 4.15'te görüldüğü gibi, direksiyon simidinde sürücünden uzaklık, dirsek odası, direksiyon açısı ve direksiyon simidi büyüklüğü olmak üzere dört önemli husus bulunur [76].

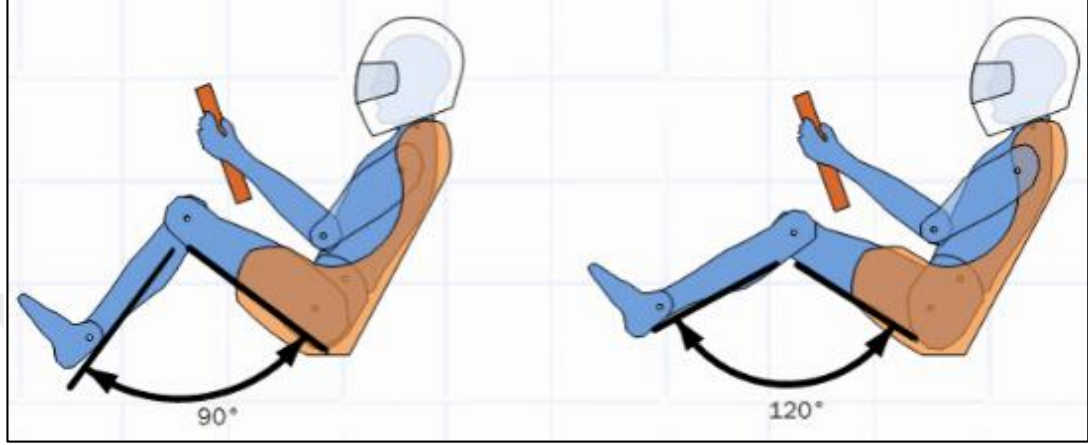
Sürücülerin kolları düzken bileklerini direksiyon simidinin üstüne koyabilmelidir. Ayrıca, sürücü gövdesiyle direksiyon arasında dönmeleri için yeterli miktarda dirsek odası bulunmalıdır. [77]. Bunların dışında, sürücülerin aracı zahmetsizce döndürmesi için direksiyon açısı ve boyutu da uygun olmalıdır.



Şekil 4.16. Sürücünün direksiyon simidine olan uzaklığı [76].

4.4.2.1. Pedallara Erişim

Pedallara erişim, sürücüye olan mesafe, ayakların pedallara tatbik sınırları ve kontrol hassasiyetinin hepsi çok önemlidir, Şekil 4.16.

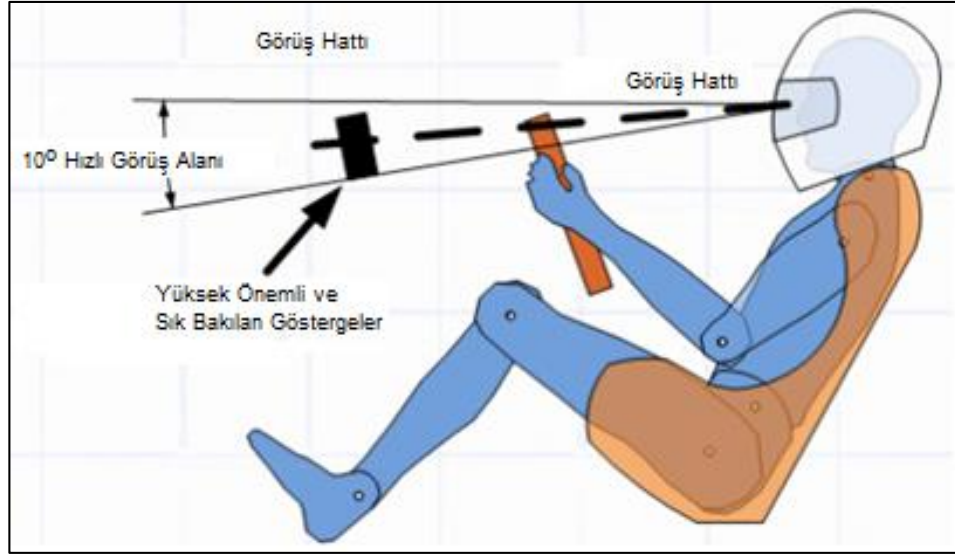


Şekil 4.17. Serbest pedallar için sürücü bacak açısı [76].

Sürücüler bu kk alanda otururken bacaklarını fazla hareket ettiremediğinden pedallar düzgün bir Şekilde konumlandırılarak zorlanmadan pedallara erişimleri sağlanır. Uzun pedal hareketleri için yeterli kaldıraç sağlanması amacıyla bacakların başlangıç açısı 90 dereceden az olmamalıdır. Daha kısa pedal hareketleri veya daha fazla geri yatırılmış oturma pozisyonları için, 120 derece veya daha fazla açılar tercih edilir [76, 77].

4.4.2.1. Göstergeler ve Kokpit Ortamı

Oturma pozisyonları ve kontrol pozisyonları dışında, bilgiler, göstergeler, iletişim ve kokpit ortamları da önemlidir ancak yukarıda anlatılan iki unsur kadar gerekli değildir. Hepsi biraz daha araştırma yaparak geliştirilebilir. Sonuç olarak araba tasarlarırken, sürücünün görüş alanı, direksiyon simidi ve pedalların kontrol konumuna çok dikkat etmelidir [76, 77].



Şekil 4.18. Göstergelerin görüş alanı.

4.4. ŞASI TASARIMI

Öncelikle bir aracın en temel yapısını ifade etmek için kullanılan bir terimdir ve literatürde “chassis frame” olarak adlandırılır. Şasi, bir aracın ana iskeleti, gövdesiz çıplak halidir. Aracın güç kaynağı, aksları, tekerlekleri, süspansiyon sistemi, kontrol sistemleri, direksiyon sistemi ve elektrikli ekipmanları tümü ile şasiye bağlıdır. Başka deyişle şasi, aracın bütün sistemlerinin bağlandığı taşıma ünitesidir. Bu sebeple otomobil şasisinin tasarımı genel mekanik tasarımın en kritik kısmıdır. Şasi, hafif olmalı, az sayıda parçadan oluşmalı, statik ve dinamik yükleri homojen dağıtmalı, yolcu ve bagaj için yeterli hacmi, hareket esnasında titreşimlere dayanıklı, kazalara karşı rijit ve güvenli, düşük maliyetli ve üretimi kolay ve uzun yorulma ömrüne sahip olmalıdır [78].

4.4.1. Binek Araçlarda Kullanılan Şasi Tipleri

4.4.1.1. Merdiven Şasi (Ladder Frame)

Kökleri at ile çekilen arabalara kadar dayanan bu şasi tipi en genel anlamıyla uzunlamasına iki profilden oluşmaktadır. Burulma direncini artırmak amacıyla bu profillerin arasına yatay profiller atılmasıyla günümüzdeki şeklini almıştır. Oldukça

basit olan bu şasi tipinin en büyük avantajlarından birisi, gövde hatlarını takip etmediği için farklı gövde seçenekleri ile kullanılabilir, yani modüler olmasıdır, Şekil 4.19.



Şekil 4.19. Merdiven şasi.

Bununla birlikte burulma direncinin düşük olması, ağırlık merkezinin yerden yüksek olması, ağır olması ve çarpışma bölgesinin bulunmaması gibi dezavantajları vardır. Merdiven şasinin yük taşımada başarılı olması günümüzde halen kamyonlar gibi ağır vasıtalarda kullanılmaktadır [78].

4.4.1.2. Uzay Şasi (Space Frame)

Merdiven şasinin burulmaya karşı direncini artırmak için, zemine dik olan üçüncü boyutta destek elemanları eklenmesi düşünülerek, ana iskelet üzerine çok sayıda profil birbirine kaynaklanarak kafes benzeri bir yapı oluşturulmuş ve Uzay şasi elde edilmiştir, Şekil 4.20.

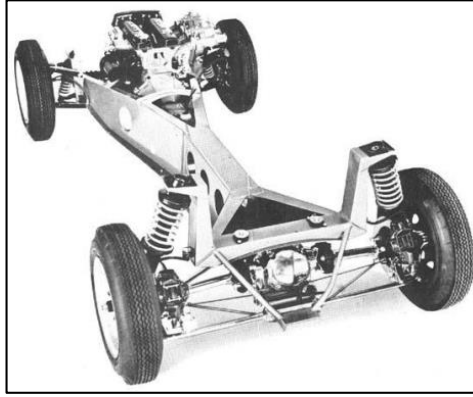


Şekil 4.20. Uzay şasi.

Şasi tipinin doğası gereği kullanılan profiller burulmaya, çekiye ve basıya maruz kaldıklarından, uzay şasilerde bu mukavemetler yüksektir. Ayrıca diğer şasi tiplerine göre az malzeme kullanıldığı için daha hafifliği sağlamakta, ancak bu karmaşıklık üretim sürecinde karmaşık şasi fikstürleri gerektirmektedir [78].

4.4.1.3. Omurga Şasi (Backbone)

Uzay şasiler, burulma direnci ve mukavemet açısından başarılı olsalar da, iç hacmi oldukça daraltmaları problemdir. Omurga şasi, uzunlamasına yerleştirilen ve levhaların katlanması ile oluşturulan geniş bir profil ve süspansiyon sistemini monte edildiği yatay profiller kullanılır. Ana profil, yüksek mukavemet ve direnç sağlar. En önemli dezavantajı yan darbelere karşı sönümleyecek elemanları bulunmadığı için zayıf olmalarıdır [78]. Yan kısımların gövde elemanları ile desteklenmesi gerekmektedir, Şekil 4.21.



Şekil 4.21. Backbone şasi tipi.

4.4.1.4. Küvet Şasi (Tub)

Omurga şasinin yanal mukavemetini güçlendirmek amacıyla aracın tabanına destekler konulması ile şasinin merdiven şasi tipine benzeyeceği gözlemlenmiştir. Omurga şasinin ana profilinin şekillendirilmiş levhalardan oluşmasından esinlenerek aracın tabanına gelen destekler, profiller yerine düzlemsel levhalar kullanılarak küvet tipi şasi elde edilmiştir. Küvet şasilerde, düzlemsel tabanın yan kısımlarına ek destek profilleri

ile sürücü ve yolcular için küvet bir yapı oluşturulur. Küvet yapı, yolcular için güvenli alan sağlarken, süspansiyon ve aktarma sistemlerinin montajı için küvetin ön ve arka kısımlarına ek bağlantılar yapılabilmektedir. Üretimi ve ilk yatırım maliyeti diğer şasi tiplerine göre düşüktür, Şekil 4.22.



Şekil 4.22. Küvet şasi.

Düşük adetli üretimler için uygun olan küvet şasilerde, alüminyum alaşımlar ve karbon fiber kullanılmaktadır [78].

4.4.1.5. Monokok Şasi (Unybody)

Monokok şasi, gövde panellerinin yük taşıyan şasi elemanları olarak kullanıldığı bütünleşik şasi tipidir, Şekil 4.23. Şasi elemanları gövde hatlarını oluşturduğu için üretimi ve tasarımı zahmetli olsa da, yeterli direnç ve mukavemeti iç hacimden fedakârlık etmeden sağlayabildiği için yüksek adetli seri üretim için en iyi seçenektir. Bu nedenle günümüzde modern otomobillerin %99'u bu şasi tipini kullanmaktadır [79].



Şekil 4.23. Karbon fiber monokok şasi.

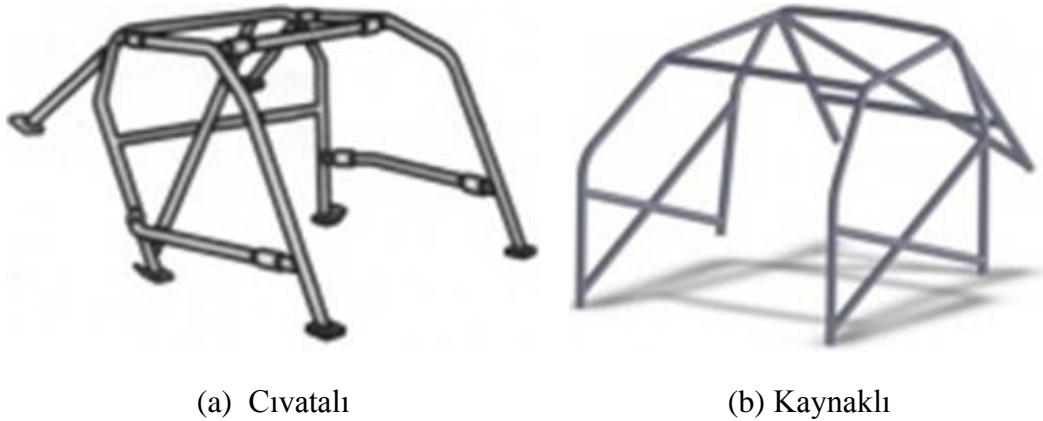
Fakat tasarım süreci ve üretim hattının planlanması ciddi sayıda çalışan ve yatırım istediğinden, yalnızca büyük üreticiler tarafından kullanılabilir. Monokok şasisler genelde çelik ve alüminyum gibi metallere üretilirken karbon fiber kompozitlerden şasi örnekleri de mevcuttur.

4.4.2. Kafes Yapılar

Sürücüyü ve yolcu koruyan kafes yapı aynı zamanda, güvenlik hücresinin dışa bükülmesini önlemek, yuvarlanmayı azaltmak ve araç şasisinin mukavemetini arttırmak için önem taşımaktadır. Araçların süspansiyonu, tekeri, ön düzen ayarları daha kolay yapılabilir. Böylece arabaların sürüşü kolaylaşır, daha tutarlı hale gelir ve lastik ve parça aşınması azalır [80].

4.4.2.1. Kafes yapının sınıflandırması

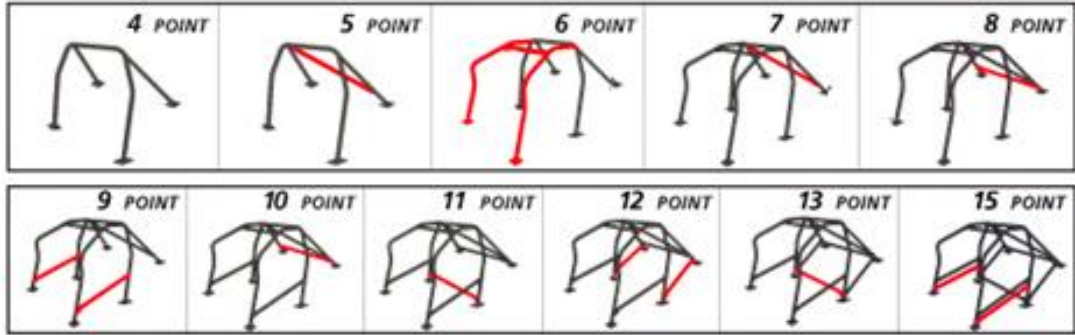
Kafesin araca montaj şekline göre iki tip kafes yapı vardır. Bunlar cıvatalı ve kaynaklı birleştirmeli kafes yapılarıdır, Şekil 4.24. Kafes tasarımı ve üretimi temelde aynı, ancak cıvatalı kafesi arabaya cıvatalı birleştirmeden dolayı sökülmesi daha kolay olmakta, kaynaklı kafes ise arabaya kaynaklanmaktadır. Kaynak kafesi cıvatalı kafesten daha hafiftir ve araç yapısını daha da sertleştirmesinden dolayı yarış arabalarının kaynaklı olması gerekir [80].



Şekil 4.24. Cıvatalı ve kaynaklı birleştirme kafes yapıları [80].

4.4.2.2. Kafes Yapının Dizaynı ve İsimlendirilmesi

Kafes yapılar genellikle kafesin arabaya sabitlendiği noktaların sayısı ile adlandırılır. Örneğin şasiye bağlandığı nokta sayısı 4 ise, "4 noktalı kafes" olarak isimlendirilir. Şekil 4.25'te görüldüğü üzere 6 noktalı kafesten sonraki kafesler, şasiye yine 6 noktadan sabitlenmesine rağmen, 9, 12, 15 noktalı olarak isimlendirilmiştir. Bu isimlendirme mukavemet artırıcı destek sayısına göre yapılmıştır. Şasiye birden fazla noktadan bağlanan kafes yapılar da "multipoint" kafes yapı olarak isimlendirilmiştir [81].



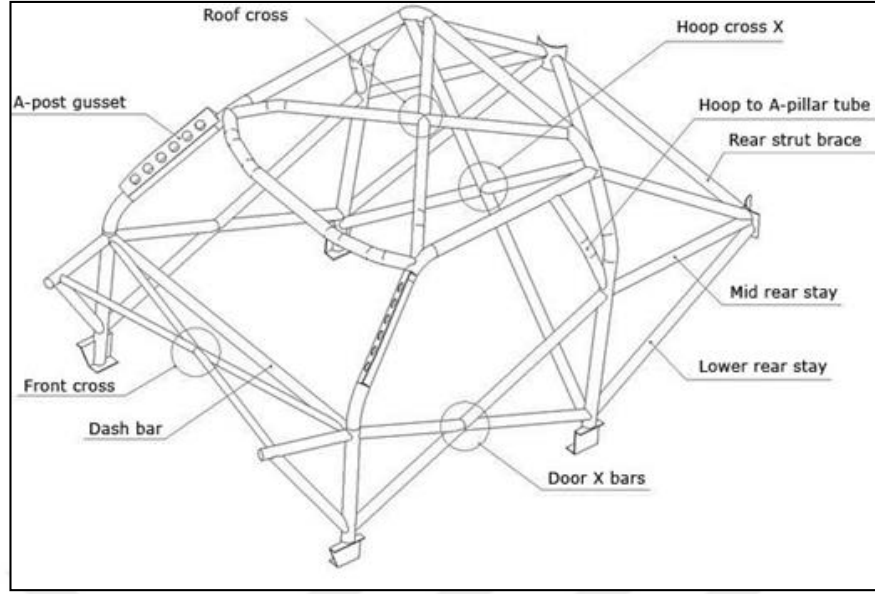
Şekil 4.25. Kafes yapıların dizaynı ve isimlendirilmesi [82].

4.4.2.3. Kafes Yapının Malzemesi

Kafes yapılar, yüksek gerilimli karbon manganlı çelik (T45) veya soğuk çekme dikişsiz karbon çelikten (CDS) yapılmaktadır. T45, daha yüksek çekme ve minimum akma dayanımına sahip olduklarından, CDS kullanılan aynı kafes yapıdan daha hafif, ancak daha pahalı olduğu bilinmektedir. Boruların çapı, 32 mm ile 45 mm arasında değişmektedir, et kalınlığı 2 mm ile 2,5 mm arasında olmaktadır [80].

4.4.2.4. Kafes Yapının Bileşenleri

Şekil 4.26'daki kafes yapıyı incelediğimizde, A-post gusset, front cross, dash bar, door x bars, roof cross, hoop x cross, rear strut brace, hoop A-pillar tube, mid rear stay ve lower rear stay bileşenleri görülmektedir [80].

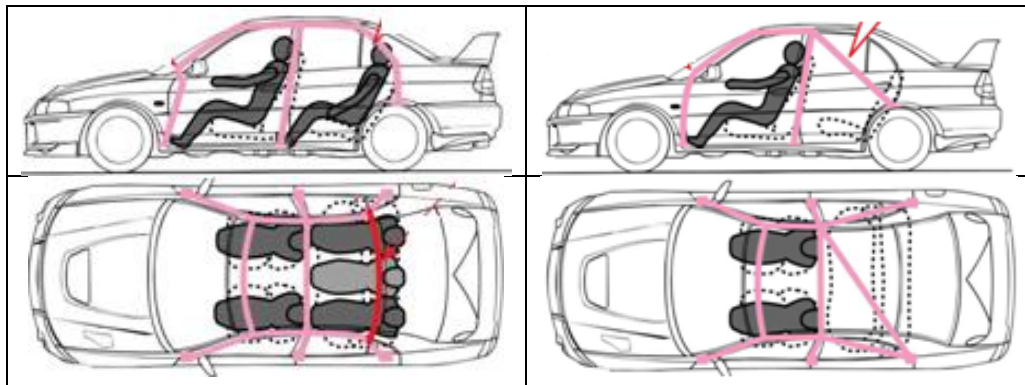


Şekil 4.26. Kafes yapısı bileşenleri [80].

4.4.2.5. Kafes Yapının Otomobildeki Yerleşimi

Şekil 4.27’de, ilerlediği yolun hız limitlerinin üstünde seyreden yarış otomobillerini, daha güvenilir yapmak için veya normal sürüş kullanımlarında en ciddi kazalara karşı sağlamlaştırılmış otomobiller güvenilirliği sağlamaktadır.

Aracınızda kafes yapısı olup olmadığını anlamak için, etrafınızda "kafes" oluşturan kaynaklanmış bir tüp içinde oturduğunuzun farkındaysanız, bulunduğunuz araba kafes yapıda olduğundan güvenlidir. Etrafınızda tamamen kafes oluşturulmamış ise, boru çubuklarla desteklenmiştir.



Şekil 4.27. Kafes yapısının araç içine yerleşimi [83]

4.4.2.6. Kafes Yapı Oluşumu

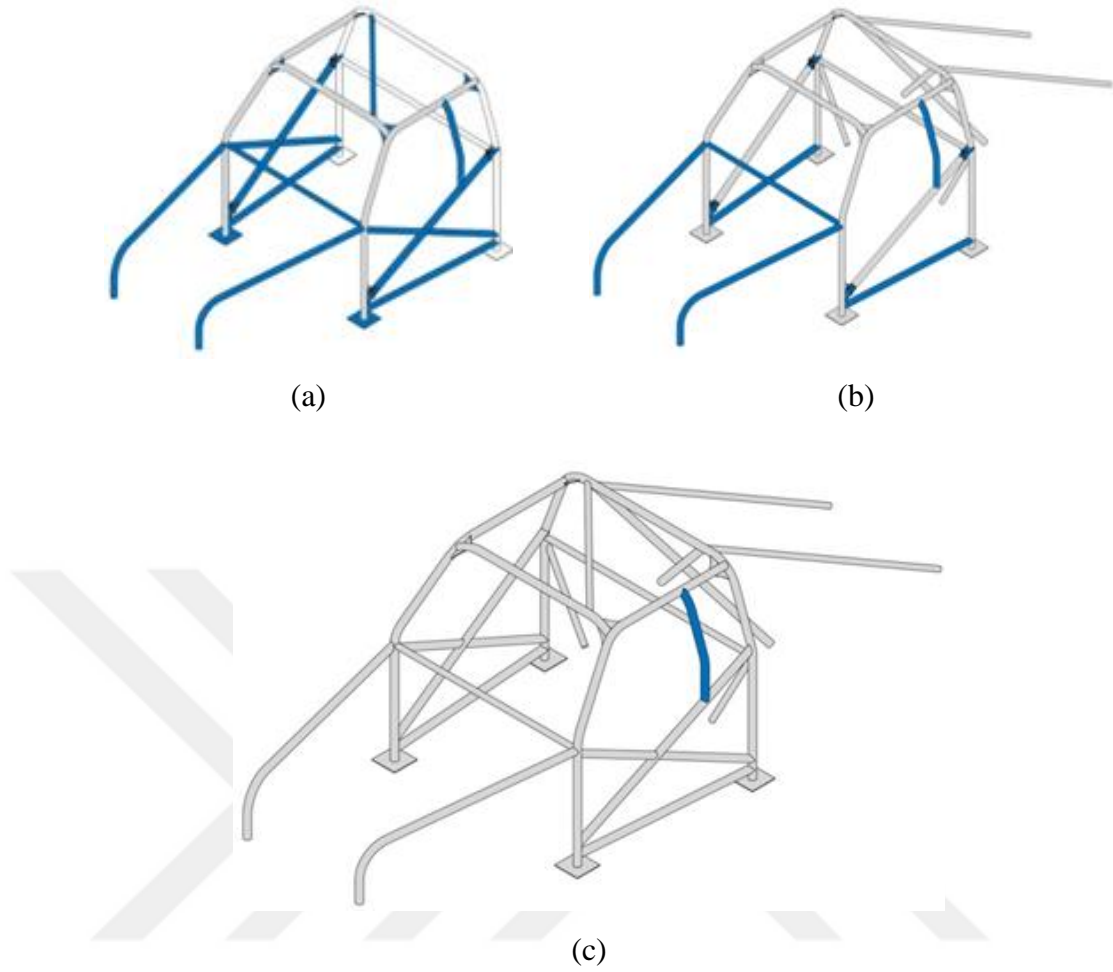
Arka koltuğa erişmek için çıkarılabilir ve 4 veya 5 bağlantılı emniyet kemeri takılabilen bir emniyet kemeri çubuğu bulunmaktadır. Bu tür kafes yapı devrilme koruması sağlarken, 6 veya 8 noktalı kafes yapıdan daha az yan darbe koruması sunar. Şekil 4.28’de 4 nokta ve 8 nokta kafes yapı görülmektedir.

8 noktalı kafes yapıya bakıldığında, diyagonal kapı barları eklendiğinde, araca devrilme korumasında önemli artış sağlamakla beraber, hem önden hem de arkadan desteklenir. Ayrıca, arttırılmış yan darbe koruması ve aracın yapısal sağlamlığında artış sağlamaktadır.



Şekil 4.28. 4 nokta ve 8 nokta kafes yapı [85].

8 noktalı kafes yapıda, devrilme koruma çubuğu olan ana çubuğun iç tarafına bağlı iki destek çubuğu görülmektedir. Bu yapı, yalnızca daha güvenli bir araç değil, aracın tüm süspansiyonu esnemesinden dolayı iyi bir yol tutuyor [85]. Çoğu durumda, çok farklı bir sürüş hissi sağlar ve süspansiyonun iyi çalışmasını sağlar, Şekil 4.29.



Şekil 4.29. Desteklenmiş kafes yapılar [85].

Şekil 4.28’de görüldüğü üzere, devrilme koruma çubuğundan başlayarak, kapı açıklığının üstünden devam eden ve A direğinden aşağıya doğru boru şekillendirilerek birleştirilmiştir. Ayrıca ön camın üstündeki çubuk yan taraftaki A direklerini bağlamaktadır. Bunlar devrilme koruma çubuğunu, kafes yapıyı ‘dönüştürmek için gereken temel çubuklardır. Şekil 4.29’da mavi çubuklar, kapı ve motor bölmelerinde desteklerdir. Bunlara aracın kullanım amacına ve bazı durumlarda kişisel tercihlere bağlıdır. 12 noktalı kafes yapı, 8 noktalı kafes yapının içerdiği bileşenleri de içerir. Bu özel kafeste ek olarak, devrilme koruma çubuğunun arkasındaki X desteğinin, süspansiyon traverslerine bağlandığı belirtilmektedir. Diğer bir yapı da kapı alanına X takviyesi ekleyerek güvenlik bir adım öteye götürülmüştür [85].

4.4.3. Şasi ve Kafes Yapıda Boyutların Mukavemete Etkisi

Otomobillerin çarpışma testlerine bakıldığında, malzeme boylarının kısaltılması ile burulma ve eğilme miktarlarının azaldığı, mukavemetinin arttığı görülmüştür, Şekil 4.30.



Şekil 4.30. Küçük boyutlu otomobilin mukavemeti [86].

Kazalarda aynı malzemelerden üretilmelerine rağmen, küçük boyutlu otomobillerin, büyük boyutlu otomobillere göre içinden yolcu ve sürücülerin sağ çıkma olasılığı daha fazla olduğu tespit edilmiştir.

BÖLÜM 5

MATERYAL VE METOT

5.1. PNÖMATİK MOTOR TASARIMI VE PROTOTİPİNİN İMALİ

Pnömatik motor tasarımında, öncelikle güç üreten pnömatik eleman olan pnömatik silindir belirlenmiştir. Pnömatik silindiri hareket ettirecek sistem tasarlanmış ve buna göre valfler, şartlandırıcı, basınç ayar regülatörleri, hız ayar vanaları, hortumlar ve bağlantı elemanları belirlenmiştir. PM’da kullanılan pnömatik devre ve bağlantı elemanları, hava tüketiminde tasarruf sağlayacak şekilde beklenen etki ve çalışmayı gerçekleştirmesi için ayarlanmış ve boyutlandırılmıştır.

5.1.1. Basınçlı Hava Tankı

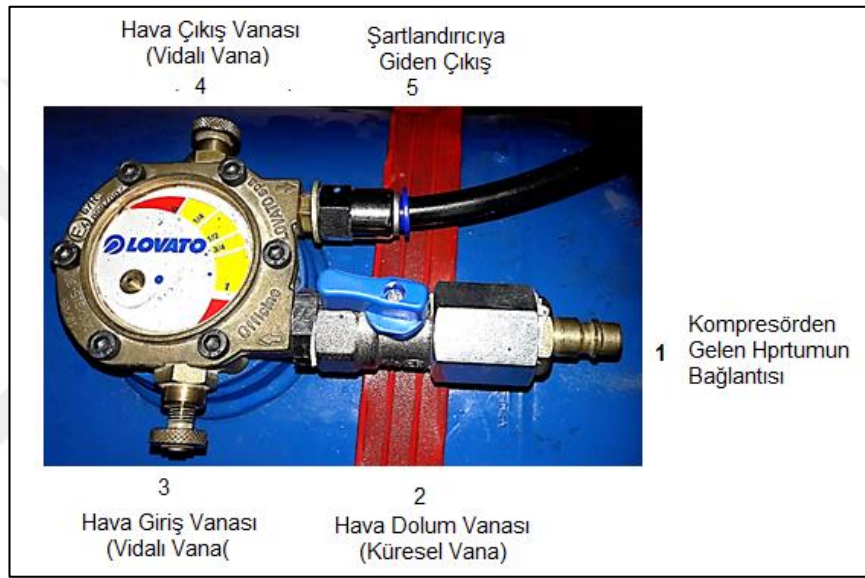
Tasarımı ve imali yapılmış PM’da hava beslemesi için, maksimum 30 bar basınç kapasiteli, 50 litre hacminde, 72 cm uzunluğunda, 52 cm çapında LPG tankı ve gaz bağlantı aparatı kullanılmıştır, Şekil 5.1.



Şekil 5.1. Basınçlı hava tankı.

Hava tankı, kompresörden gelen hortum ve tank girişine kolayca takılacak şekilde tesis edilmiştir.

Tanka hava dolumu yapılmadan önce, tankın üzerinde Şekil 5.2’de gösterilen 4 nolu hava çıkış vanası kapatılarak çıkış havası kesilmesiyle sistemin güvenliği sağlanmıştır. Kompresörden gelen hortumu, Şekil 5.2’de gösterilen 1 nolu hava giriş bağlantısına takılması sonrasında sırayla, 2 ve 3 nolu vanalar açılır, son olarak kompresör vanası açılarak tanka hava dolumuna başlanmıştır.



Şekil 5.2. Tankın bağlantı elemanları.

Şekil 5.3’te görülen kompresör, 8 bar basınca ulaştığında durmakta olup, aynı basınçta hava aracımızdaki tanka da dolmuş olacaktır. Dolum işlemi tamamlanması için sırasıyla, kompresör vanası, tanktaki 3 ve 2 nolu vanalar kapatılarak kompresörden gelen hortumun tank ile bağlantısı çıkarılır.

Tanktaki basınçlı havayı, araçtaki pnömatik motorda kullanıma açmak için, öncelikle tank hava çıkış bağlantısından, şartlandırıcıya, sonra pedal valf girişine kadar tesisatta ayrılma, gevşeme olup olmadığı kontrolü yapılması sonrasında 4 nolu vana hava kaçağı sesi dinlenerek yavaşça açılır. Bu esnada hava kaçak sesi geliyorsa gerekli düzeltme ve onarımlar sonrası, aynı işlemler tekrarlanır. Eğer problem yok ise, şartlandırıcıdaki basınç regülatöründen sistem basıncının belirlenmiş değerde olup

olmadığı kontrolü ve ayarı yapılır. Böylelikle tank doldurularak, içindeki basınçlı hava sistemde kullanmaya hazırlanmış olur.



Şekil 5.3. Kompresör.

Basınçlı hava tankı, çarpma sırasında darbelere karşı koruma sağlayacak şekilde araç çerçevesinin içine yerleştirilmiştir. Tankın herhangi bir parçası araç şasisinin tabanından daha düşük seviyede olmamasına dikkat edilerek yerleştirilmiştir. Hava tankı, sürüş esnasında kaymasını ve hareket etmesini önlemek amacıyla, şasiye sabitlenmiştir. Tankın şasiye sabitlenmesinde, plastik malzemeler yerine güvenlik için metal birleştirmeler tercih edilmiştir. Hava tankı, araca uzunlamasına yerleştirildiğinde dingil açıklığının yarısını geçmemesine, enlemesine yerleştirildiğinde ise iz genişliğinden uzun olmamasına ve dışa taşmamasına dikkat edilerek yerleştirilmiştir.

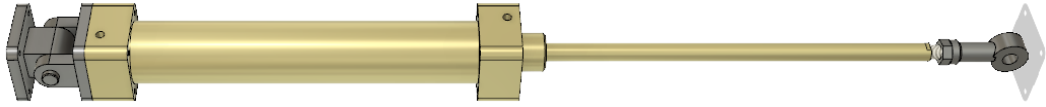
Hava kapama vanasına kolay erişim sağlanabilmektedir. Şartlandırıcı, basınç regülatörü, basınç düşürücüsü gibi pnömatik elemanların konumuna ve korunmasına özel dikkat gösterilmiştir.

5.1.2. Pnömatik Motor Tasarımı ve İmalı

Pnömatik motorda kullanılan pnömatik silindir, eklem bağlantısı, mafsal rulmanı, şasiye bağlantısı, krank mekanizması, kam tamburu ve valf grubunun tasarımı ve imalı yapılmıştır.

5.1.2.1. Pnömatik Silindirler ve Mekanik Bağlantıları

Basınçlı havanın mekanik enerjiye dönüşümü, CETOP RP 43P standardında imal edilmiş, 63mm piston çapında, 20 mm piston mili çapında, 400 mm stroklu, 3 adet NS-63-400-EYB çift etkili pnömatik silindir kullanılmıştır. PM’da kullanılan pnömatik silindirler, Autodesk Fusion 360 programında 3D katı modeli şekil 5.4’te görüldüğü gibi tasarlanmıştır.



Şekil 5.4. Eklem bağlantılı ve mafsal rulmanlı pnömatik silindir.

Pnömatik silindirlerin piston uçlarına, krank koluna bağlantının sağlanabilmesi için 16 mm iç çapında M16x1,5 diş ölçüsünde Şekil 5.5’te görülen mafsal rulman kullanılmıştır.



Şekil 5.5. Mafsal rulman.

Şekil 5.6’da görülen eklem bağlantılarının civata delikleri, köşebentlere işaretlenerek uygun çapta matkap ucu kullanılarak delinmiştir.



Şekil 5.6. Eklem bağlantı.

Pnömatik silindirler, 40 mm'lik iki köşebendin kaynaklı birleştirilerek, eklem bağlantılarının aralarında 60 mm olacak şekilde aynı düzlem ve doğrultuda konumlandırılmıştır. Pnömatik silindirler, köşebentlere Şekil 5.7'de görüldüğü gibi dizimleri yapılarak, cıvatalı birleştirme ile sabitlenmiştir.

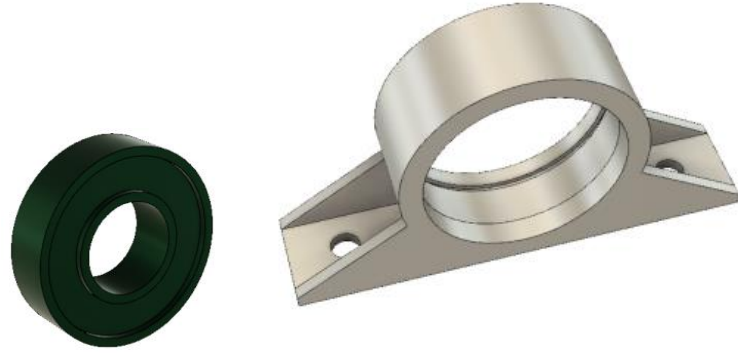


Şekil 5.7. Pnömatik silindirlerin dizilimi.

5.1.2.2. Krank Mekanizması

Krank Rulmanı ve Rulman Yatağı

Piyasada bulunan ucuz rulmanlar, oynar göbekli olduğundan, tasarlanan motorda mekanik problemler oluşturacağı öngörülerek, Şekil 5.8 (a)'da görülen iç çapı 40mm, dış çapı 80 mm olan rulmana uygun, sabit göbekli bir rulman yatağı tasarlanmış ve imali ile temin edilmiştir. Rulman yatağına monte edilmiş, çıkmaması için segman takılmıştır.



a) Rulman

b) UCP tipi rulman yatağı

Şekil 5.8 Krank rulmanı ve rulman yatağı.

Şekil 5.9’da görüldüğü gibi M10 cıvata ve somun kullanılarak motor yatağına cıvatalı birleştirme yöntemi ile sabitlenmiştir.



Şekil 5.9. Krank rulmanı ve yatak montajı.

Krank Muylusu ve Krank Kolu

Şekil 5.10’da görülen 40 mm çapında 70 mm uzunluğundaki krank muylusu, motor yatağına aynı ekseninde sabitlenmiş rulman yataklarında takılı rulmanlara, segman ile sabitlenmiştir. Krank kolu, muylunun diğer tarafındaki krank kolu ile karşılıklı gelmeyecek açıda, M8 cıvatalarla sabitlenmiştir.

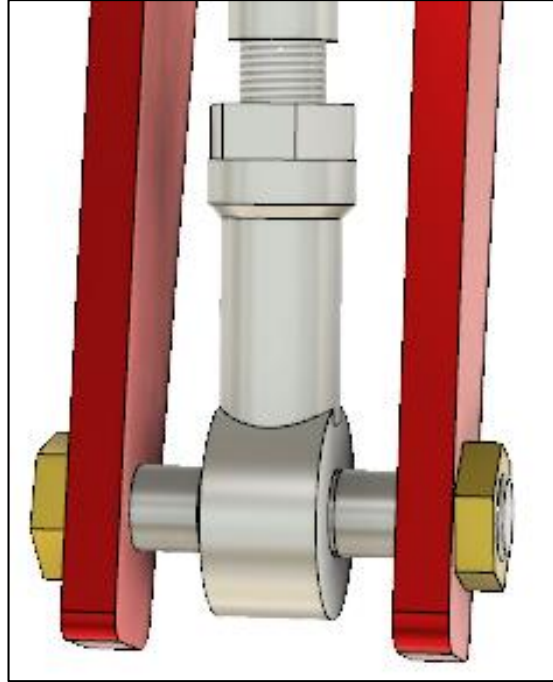


a) Krank muylusu

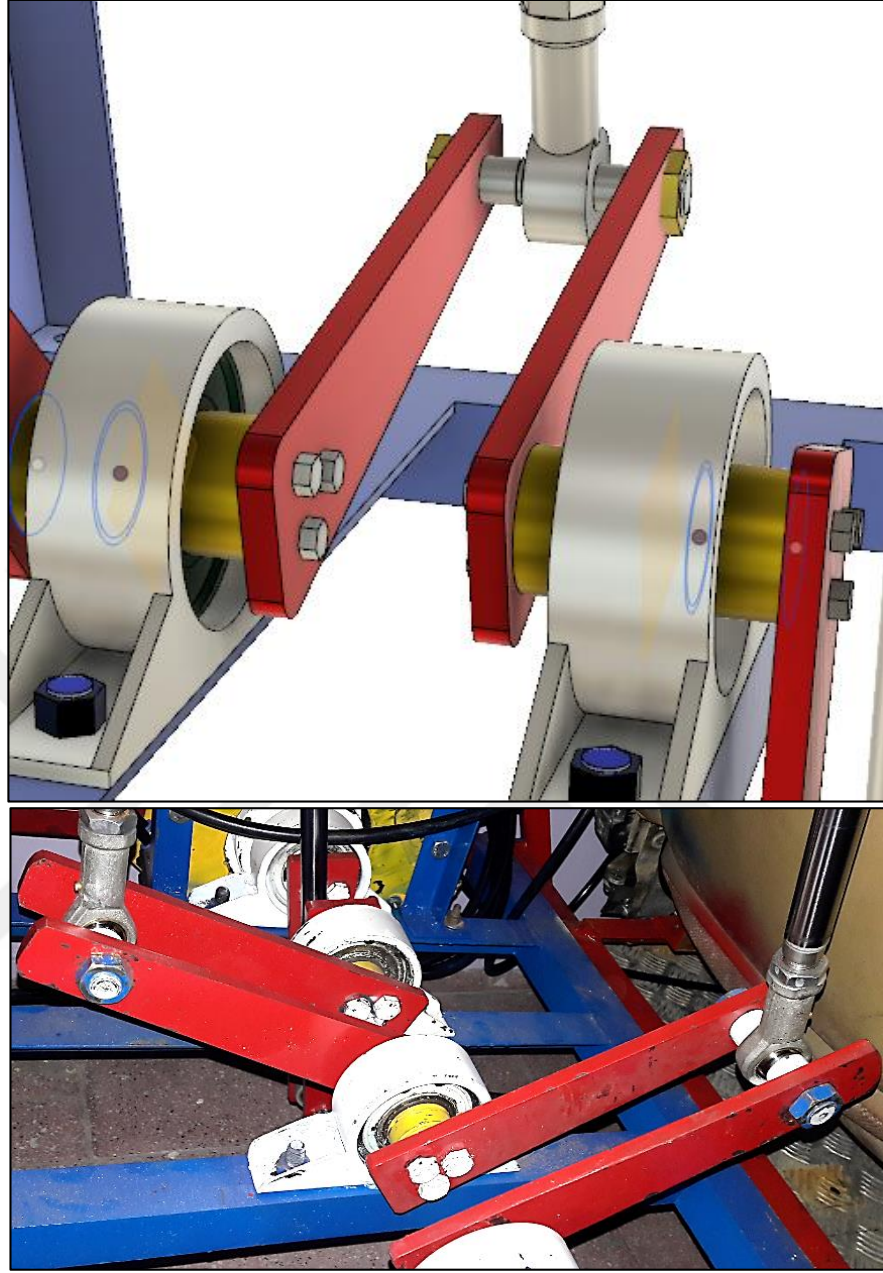
b) Krank kolu

Şekil 5.10. Krank muylusu ve krank kolu.

Pnömatik silindirlerin krank koluna bağlantısı Şekil 5.11’de görüldüğü gibi yapılmıştır. Şekil 5.12’de krak mekanizmasının montajı verilmiştir.



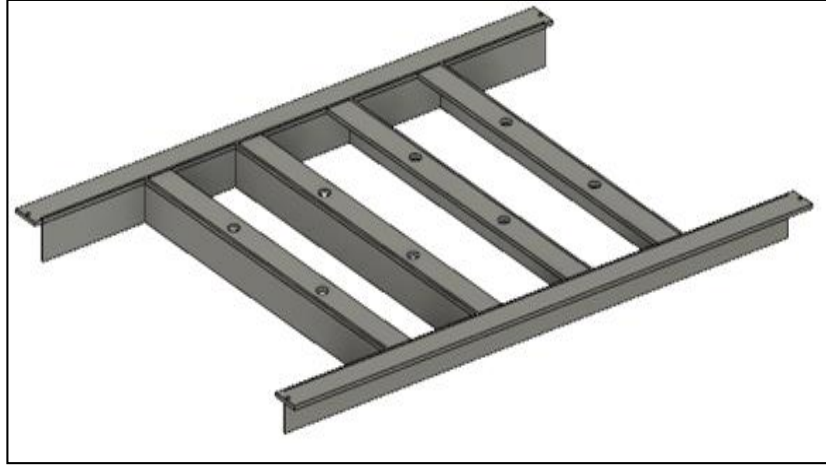
Şekil 5.11. Pnömatik silindirin krank kollarına montajı.



Şekil 5.12. Krank mekanizmasının montajı.

Motor Yatağı

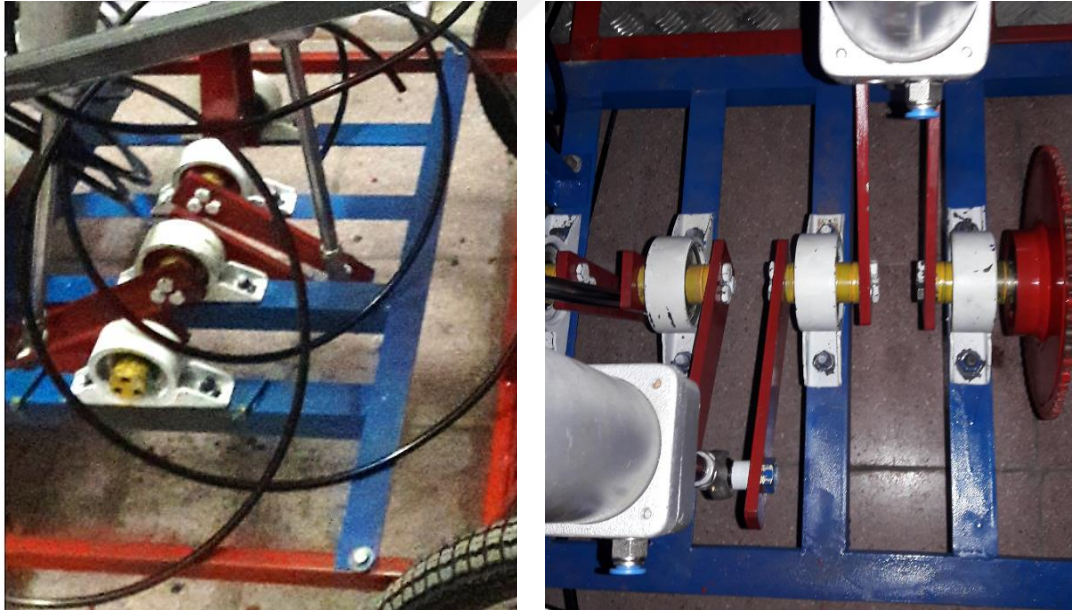
Şekil 5.13'te tasarlanmış motor yatağı, 800 mm uzunluğunda 560 mm eninde boyutlandırılmıştır. 800 mm boyundaki 2 adet köşebendin arasına, aralarında 100 mm mesafe bırakılarak 4 adet 480 mm uzunluğundaki aynı ebatlardaki köşebentler, 800 mm mesafeyi ortalayarak kaynaklı birleştirilmiştir.



Şekil 5.13. Motor yatağı.

Krank Mekanizmasının Taşıta Montajı

Pnömatik motorun krank mekanizması, Şekil 5.14’te görüldüğü gibi taşıta montajı yapılmıştır.



Şekil 5.14. Krank mekanizmasının taşıta montajı.

5.1.2.3 Kam Tamburu ve Valf Grubu

Bu tip uygulamalarda valflerin pozisyonlarının değişmesi için makaralı ve yay dönüşlü iki konumlu yön kontrol valfleri kullanılır. Makaralar bunun çevresinde döner, kamın en düşük noktasına geldiği zaman geri gelir, valf normal konumunu alır. Makara kamın en yüksek noktasına temas ettiğinde de valf ikinci konumunu alır. Bu valflerin konum değiştirmesi ile pnömatik silindirlere istenilen zamanlarda basınçlı hava gönderilir ve silindirlerin her birinin farklı ve ayarlanan zamanda devreye girmesi sağlanır [87].

Pnömatik sistemlerde birden fazla silindir, önceden programlanarak değişik zamanlarda devreye girmelerini sağlamak için kamlardan yararlanır. Birden fazla yay dönüşlü 3/2'lik veya 4/2'lik yön kontrol valflerinin kapalı konumdan açık konuma geçmelerini sağlamak için bir milin çevresine dizilmiş olan seri haldeki kamlardan yararlanır [87].

Kam çeşitleri açısından bakıldığında [88];

1. Giren Çıkan Hareket Modeline Göre: Döner kam-doğrusal (ileri-geri) yer değiştiren izleyici
2. İzleyici Biçimine Göre, Makara İzleyici: Bu tür izleyicilerde sürtünme tesiri en az olur. Çok az yağlama gerekir veya hiç gerekmez.
3. İzleyici Konumuna Göre, Aynı Eksenli İzleyiciler (Simetrik Kılavuzlanmış): İzleyicinin eksen kam mili ekseninden geçer. Yani izleyici ile kam mili aynı eksenle kılavuzlanmıştır.
4. Kam Biçimine Göre: Silindirik veya Fıçı Kamlar (Tambur Kamlar): Bir makara izleyici. Silindir dış yüzeyi üzerinde açılmış bir kanalda çalışır. İzleyici yer değiştirmez veya salınım hareketi yapabilir. Ancak bizim kamlarımız silindirik yüzey üzerinde bir çıkıntıdır.
5. Kam-İzleyici Temasının Teminine Göre, Kuvvet Kapalı Mekanizmalar: Temas kuvvet etkisiyle sağlanır ve temas kuvveti ağırlık, bir yay, hidrolik baskı, hava basıncı veya merkezkaç kuvveti sayesinde sağlanır. Yayla temas temininde yaylar uygun şekilde tasarlanmalıdır.

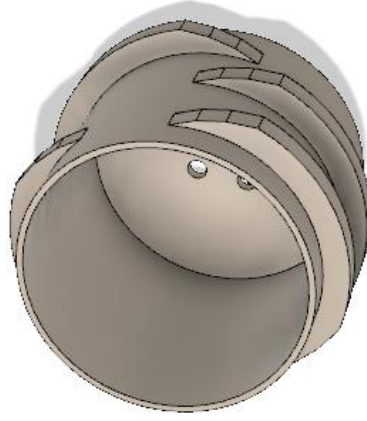
Yukarıdaki bilgiler kapsamında valf grubu ve kam mekanizmasının tasarımında ve imalinde aşağıdaki hususlara dikkat edilmiştir:

1. Pnömatik valf izleyicisi olan makaranın çalışma aralığı, yani kam yüksekliği 9 mm olarak tespit edilmiş, kamların yüksekliği 8 mm olan 110 mm iç çaplı, 10 mm kalınlıkta demir bilezikler hazırlanmıştır. Bu bilezikler 2 adet hava giriş kamı için 120° olarak tasarlanmıştır. Ayrıca 2 adet 180° hava tahliyesi kamları da Şekil 5.15’de görüldüğü gibi hazırlanmıştır. Bu kamlar, valf makaraları üzerlerinde izleme yapabilecek şekilde 110 mm dış çapındaki tambura kaynaklı birleştirilmiştir, Şekil 5.16.
2. Valflerin izleyicisi yükselme ve inişlerde, zorlanma ve kırılma gibi arızalara yol açmaması için, kam uçlarına Şekil 5.16’te görüldüğü üzere gerektiği kadar eğrilik verilecek biçimde tasarlanmış, imalatı yapılmıştır.
3. Her çift etkili pnömatik silindirin A girişi için basınçlı hava girişi ve kullanılmış havanın tahliyesi, B girişi için de basınçlı hava girişi ve kullanılmış havanın işlevlerini sağlayan 4 adet 1/4 inç’lik 3/2’lik pnömatik yön kontrol valfi, toplamda 12 adet pnömatik valf kullanılması tasarlanmıştır. Valfler, krank kolları arasındaki açılar 120’şer derece olduğundan, aynı eksende 4’er gruplanarak, tamburun etrafında, düzeneğe montajı yapılarak konumlandırılmıştır.



Şekil 5.15. Hava ve eksoz kamları.

Şekil 5.16’da görüldüğü gibi tasarlanan kam tamburu, önden bakıldığında 1. sıradaki kam, pnömatik silindirin A girişine (eklem bağlantı tarafındaki giriş) pedal valften gelen basınçlı havanın geçişine pnömatik valf sayesinde yol açar.



a) Tasarımı



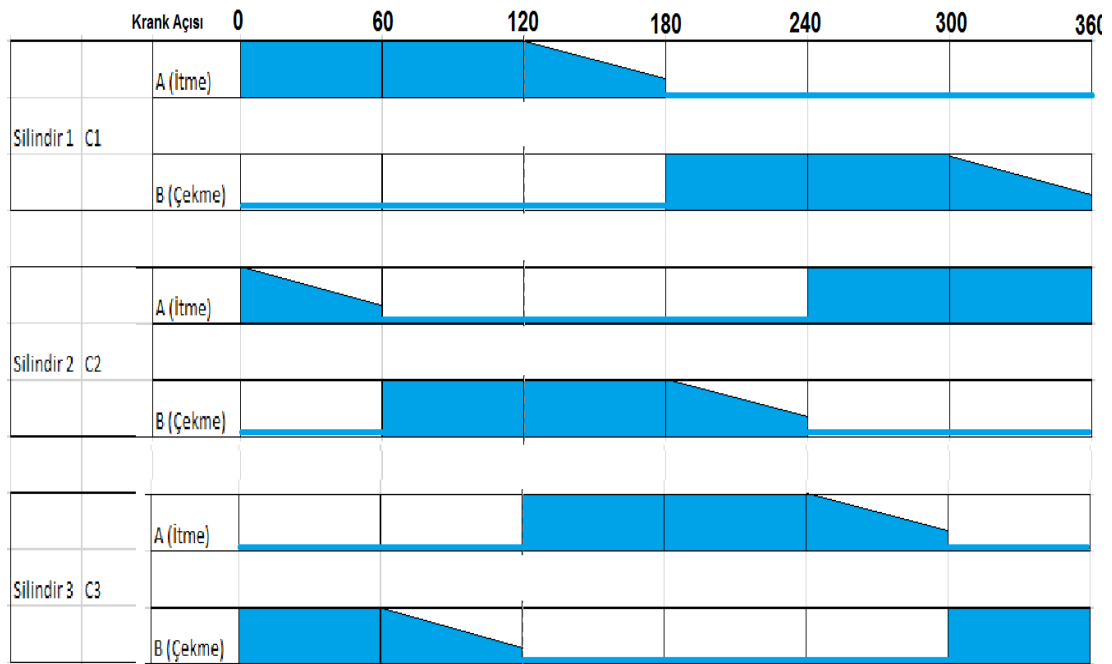
b) İmalatı

Şekil 5.16. Kam tamburu.

Bu sayede pnömatik silindir, basınçlı havanın etkisiyle pistonu iterek krank kolunu döndürür. Krank kolu 120° döndükten sonra (0° - 120°), pnömatik valf makarası, kam üzerinde iniş yaparak, normal durumu olan kapalı konuma geçer. Ancak silindir içindeki hava krank kolunun 180° 'ye kadar, tahliye edilmediğinden basıncı azalarak, krank kolunu döndürülmesine yardımcı olur. Böylece, 120° kullanılmış basınçlı havayı tahliye etmeyerek, 60° 'lik (120° - 180°) faydalı iş yaptırarak, hem sistemin olası sürtünmelerini aşması, hem diğer silindirlerin ölü noktalardan duraksamadan geçişi, hem de hava tüketiminde tasarruf sağlanmış olmaktadır [89]. Krank kolu 0° - 180° arasında dönüş yaparken, tamburun 3. sırasındaki kam vasıtasıyla tahliye valfi açık kalarak pistonun B girişinden havanın tahliyesini açık tutmaktadır. Böylece piston üzerinde ters kuvvet etkileri oluşmayacaktır.

Krank kolu, 180° 'yi geçerken, tamburun 4. sırasındaki kamın, tahliye valfinin konumunu değiştirerek, pnömatik silindirin A girişinden piston arkasına verilen kullanılmış hava tahliye edilir ve bu tahliye valfi, kamdan dolayı 360° 'ye kadar açık kalmaktadır.

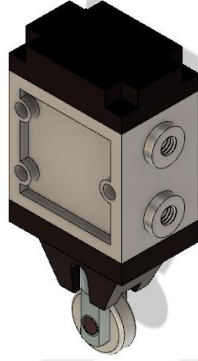
Aynı şekilde, kam tamburunun 2. sırasındaki kam, pnömatik silindirin B girişine (mil tarafındaki giriş) pedal valften gelen basınçlı havanın geçişine pnömatik valf sayesinde yol açar. Bu sayede pnömatik silindir, basınçlı havanın etkisiyle pistonu çekerek krank kolunu döndürür. Krank kolu 120° döndükten sonra (180° - 300°), pnömatik valf makarası, kam üzerinde iniş yaparak, normal durumu olan kapalı konuma geçer. Ancak silindir içindeki hava krank kolunun 360° 'ye kadar, tahliye edilmediğinden basıncı azalarak, krank kolunu döndürülmesine yardımcı olur. Böylece, 120° kullanılmış basınçlı havayı tahliye etmeyerek, 60° 'lik (300° - 360°) faydalı iş yaptırarak, hem sistemin olası sürtünmelerini aşması, hem diğer silindirlerin ölü noktalardan duraksamadan geçişi, hem de hava tüketiminde tasarruf sağlanmış olmaktadır. Krank kolu 0° - 180° arasında dönüş yaparken, tamburun 4. sırasındaki kam vasıtasıyla tahliye valfi açık kalarak pistonun A girişinden havanın tahliyesini açık tutmaktadır. Böylece piston üzerinde ters kuvvet etkileri oluşmayacaktır. Bu çalışma döngüsü, motordaki 3 pnömatik silindirde, her 120° 'lik krank açılarındadır gerçekleşmektedir, Şekil 5.17.



Şekil 5.17. Pnömatik silindirlerdeki hava basıncının krank açısına göre değişimi.

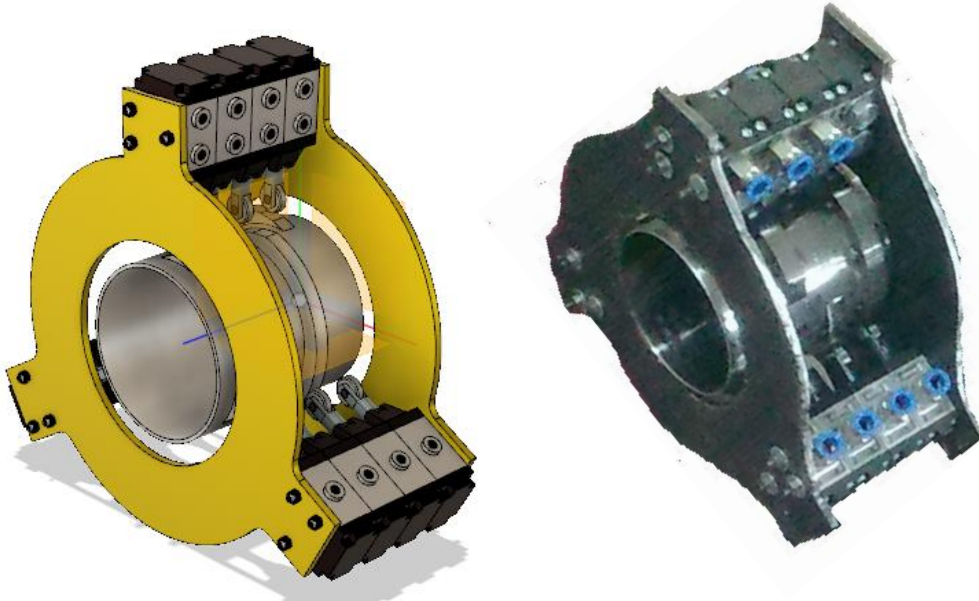
Valf Grubu ve Valfler

Şekil 5.18’de görülen 3/2 yön kontrol valflerinin, 4’erli gruplar halinde valf düzeneğine montajı yapılarak valf grubu oluşturulmuştur.



Şekil 5.18. 1/4 inçlik 3/2 yön kontrol valfi.

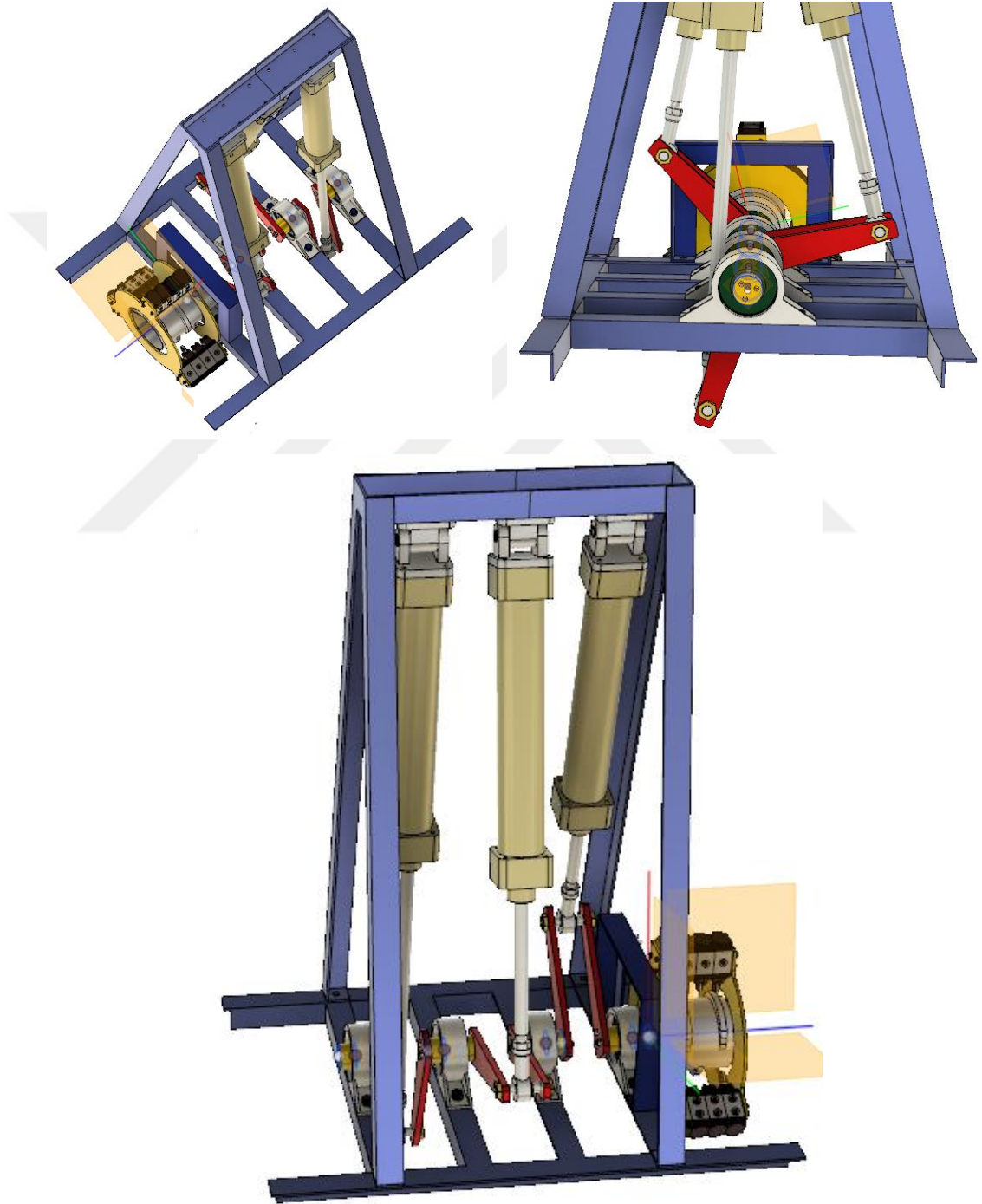
Kam tamburu valf grubunun içinde dönerek, silindirlerin sırasıyla itme ve çekme kuvveti üretmesi ile krank milini döndürmektedir. Aynı zamanda, güç aktarma organı zincir dişli tahrik sistemine ve kam tamburunun valf grubu içinde döndürmesi ile pnömatik motorun çalışmasını sağlamaktadır. Şekil 5.19’da 120° açılarla dairesel düzende tasarlanmış kam tamburu ve valf grubu görülmektedir.



Şekil 5.19. Kam tamburu ve valf grubu.

5.1.2.4. PM'un Tasarım Sonrası Görünümü

Pnömatik motor, Şekil 5.20'de görüldüğü gibi tasarımı yapılmıştır. PM'un taşıta montajı yapılırken, pistonların eklem bağlantısının sabitlendiği parça, şasiye 4 noktadan kaynaklı birleştirme ile sabitlenmiştir.



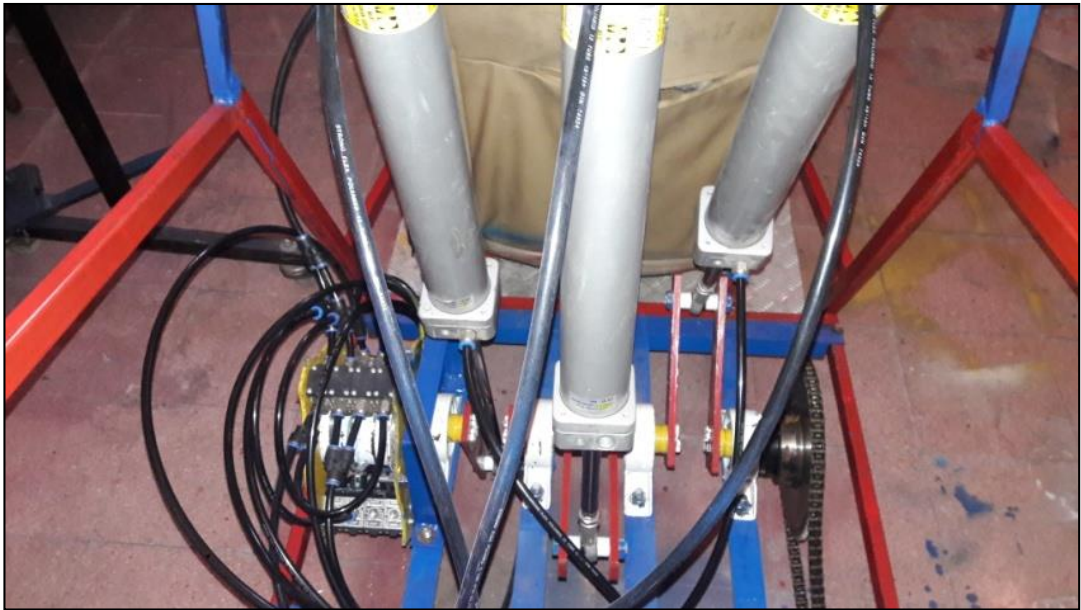
Şekil 5.20. Pnömatik motorun tasarım görünümü.

Tasarımda görülen motor yatağı ile pistonların bağlandığı parça arasındaki direkler, hem taşıtın ağırlığını olumsuz etkileyeceğinden, hem de şasinin yeterince mukavemetli olması nedeniyle, imalat sırasında ihtiyaç olmadığı öngörülmüştür.

5.1.2.5. PM'un Taşıta Yerleştirilmesi

Motorun, aracın ön ve arka tekerleklerinden maksimum 20 cm çıkmasına müsaade edilmektedir. Motorun parçaları, araç çerçevesine kaynaklanmış ve üzerinde kapak bulunan bir çerçeve ile korunması gerekir. Motora ait olmayan parçaların uzatılmasına müsaade edilse de, araç dışındakileri tehlikeye sokmamak için 20 cm şartı güvenlik açısından uygulanması olması gerekir. Motorun en yüksek mekanik eleman noktası, araç genişliğinin %60'ını geçmemelidir. Tasarlayıp imalini yapmış olduğum motor, ne tekerleklerin genişliğini, nede şasinin genişliğini aşmamıştır.

Motor, görünür ve teknik ve acil durum müdahalesine müsaade edilecek şekilde taşıta yerleştirilmelidir. Şekil 5.21'de görüldüğü gibi motorun yerleşimi, herhangi bir problem yaşanma olasılığında, müdahale, kontrol ve onarım imkanı sunacak şekilde yapılmıştır.



Şekil 5.21. Pnömatik motorun taşıta yerleşimi.

5.1.3. Pnömatik Devre ve Hava Tesisatı

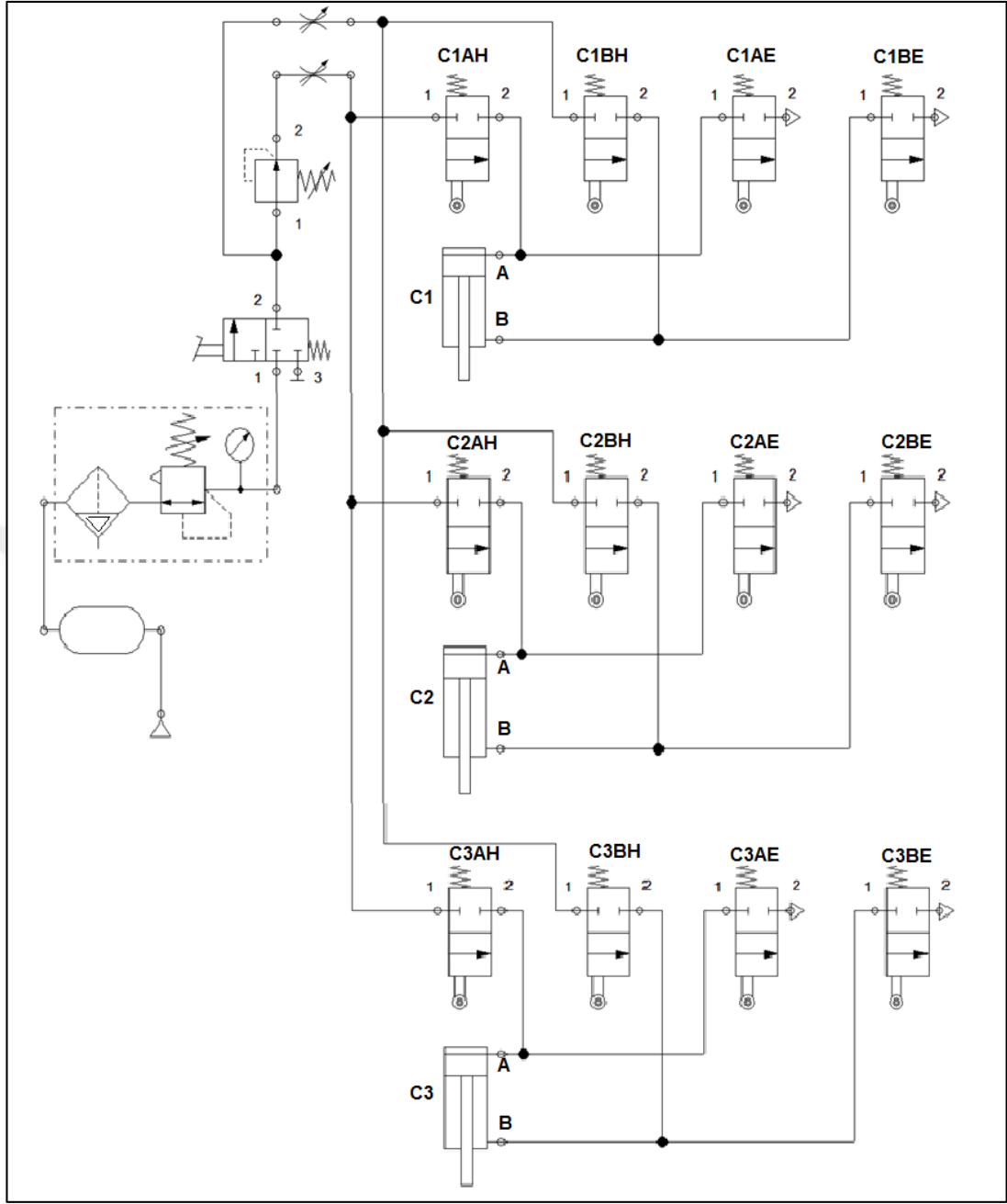
Pnömatik motorun mekanik olarak tasarımı ve prototipinin imalatı yapılarak, araca yerleştirilmiş ve şasiye sabitlenmiştir. Bu noktadan sonra sistemde kullanılacak havanın, pnömatik sistem içerisinde, pnömatik borular, valfler ve silindirler arasında ne zaman, ne kadar sürede hangi hattı takip edeceği, hangi basınç ve debide akış sağlanacağı, boruların iç çaplarının belirlenmesi gerekmektedir. Şekil 5.22’de görülen pnömatik devre şemasını incelediğimizde, tanktan çıkan hava, şartlandırıcı (hava filtresi, basınç regülatörü, yağlayıcı) ile sistemin basıncı istenilen değerde ayarlanmış, pedal valfinden geçerek pnömatik silindirlerin B girişlerine kam ve valf mekanizması vasıtasıyla gönderilmektedir. Silindirlerin A girişlerine ise, B girişlerine giden havanın basınç değeri yaklaşık 0,1 oranında düşürülüp, A hattındaki basınç regülatöründe ayarlanarak kam ve valf mekanizması vasıtasıyla gönderilmektedir.

Pnömatik silindirlerin itme ve çekme kuvvetlerinin basınç değerleri düzenlenerek eşitlenmesinden sonra, pistonların itme ve çekme hızlarının eşitlenmesi gerekmektedir. Bunun için silindirlerin B hattına hız ayar vanası (debi ayarı), konularak basınçlı havanın akışı düzenlenmiştir.

5.1.3.1. Pnömatik Devre Şeması

Şekil 5.22’deki pnömatik motor devre şemasının tasarımı, FluidSIM-P 4.0 programının demo versiyonu ile bilgisayar ortamında yapılmıştır [91]. Bu devre şemasında;

C1AH, 1. Pnömatik silindirin A girişine hava sağlayan (itme yönünde) pnömatik valfi, C1BH ise B girişine hava sağlayan (çekme yönünde) pnömatik valfi göstermektedir. C1AE, aynı silindirin A girişindeki hava tahliye valfini, C1BE ise B girişindeki hava tahliye valfini göstermektedir. Bu kodlamadaki C harfi silindiri, rakamlar valflerin kaç numaralı silindire ait olduğunu, A ve B harfleri silindirlerin girişlerini, H ve E harfleri ise hava ve egzoz valfleri olduğunu ifade etmektedir.



Şekil 5.22. Pnömatik motorun devre şeması.

5.1.3.2. Pnömatik Devre Elemanları

Şekil 5.22’de bakıldığında pnömatik sistemde, şartlandırıcı, pnömatik valfler, pedallı pnömatik valf, basınç ayar regülatörü, hız ayar vanası, pnömatik silindirler kullanılmıştır, Şekil 5.23.



Şekil 5.23. Pnömatik devrede kullanılan devre elemanları.

MRFY-G1/2” Üçlü Hava Şartlandırıcı

Giriş ölçüsü 1/2”, 30 µm filtreleme yapan, dikey bağlantı konumlu, isteğe göre otomatik yapılan manuel su tahliye edilen, 10 bar basınçta 0-50° sıcaklık arası çalışan, 0-16 bar aralıkta basınçlarda çalışan, 1900 lt/dk debisi olan, 0,60 kg ağırlıkta üçlü hava şartlandırıcısı kullanılmıştır.

SV-1/4-3/2-P-Y Pedallı Pnömatik Valf

1335 gr. ağırlığında olup, -1...12 bar aralığında çalışmakta ve filtre edilmiş kuru ve yağlı hava ile -10 °C...+80 °C sıcaklıklar arasında faal olabilmektedir. Valfin debisi, 6 bar basınçta 990 NI/dakikadır.

SV-1/4-3/2-M-Y Pnömatik Valfler

200 gr. ağırlığında olup, -1...12 bar aralığında çalışmakta ve filtre edilmiş kuru ve yağlı hava ile -10 °C...+80 °C sıcaklıklar arasında faal olarak çalışmaktadır. Valfin debisi, 6 bar basınçta 990 NI/dakikadır.

NS-63-400-EB Pnömatik Silindir

PM’da kullanılan pnömatik silindirler, CETOP RP 43P standardında imal edilmiş, teknik özellikleri Çizelge 5.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 5.1. Pnömatik silindirin özellikleri.

NS – 63 – 400 – EB Pnömatik Silindir	
Ölçüleri	
Piston çapı	63 mm.
Piston kolu çapı	20 mm.
Strok uzunluğu	400 mm.
Standartları	
Montaj ölçüleri ve bağlantı şekilleri standardı	CETOP RP43P
Piston çapı ve piston kolu çapı standardı	ISO 3320
Test standardı	ISO 10099
Maksimum Çalışma Basıncı	10 Bar (1 MPa)
Kullanılan Akışkan	Şartlandırılmış kuru veya yağlı basınçlı hava.
Çalışma Ortam Sıcaklığı	-20 °C ile +80 °C arasında.
Piston Hızı	Maksimum 1 m/sn.
Sistem temizliği	Basınçlı havadaki parçacık büyüklüğü maksimum 50 µm olmalıdır.
Uygulama Şartları	
1-Pnömatik silindir ve piston kolunun, hareket eksenlerinin ve bağlantı noktalarının mekanik hizalanması sağlanmalıdır. 2-Piston kolu ve piston yataklamalarına gelebilecek yanal yüklerden kaçınılmalıdır. 3-Piston kolu ve/veya pnömatik silindirin burkulma boyu ve burkulma yükü göz önünde bulundurulmalıdır. 4-Maksimum çalışma basıncına pnömatik silindirin her çalışma durumunda uyulmalıdır. 5-Agresif ince parçacıklar, buharlar, yüksek sıcaklıklar ve basınçlı havanın kirliliği gibi zararlı etkilerden kaçınılmalıdır.	
Malzemesi	
Silindir borusu	St 52 malzemedен imal edilmiştir.
Piston mili	Yüzeyi min. 20 µm sert krom kaplanmış, f7 toleransında Ck45 malzemedен imal edilmiştir.
Ön ve arka kapaklar	Alüminyum enjeksiyon döküm yoluyla imal edilmiştir.

5.1.3.3. Pnömatik Bağlantı Elemanları

Şekil 5.22’de bakıldığında pnömatik sistemde şekil 5.24’te görülen, kuruva, Y bağlantı, dirsek, nipel ve düşürücü nipel, düz diş, erkek diş, tanka hava girişi için

abuk bağlantı elemanı ile pnömatik küresel vana ve hesaplanan çaplarda pnömatik hortumlar kullanılmıştır.



şekil 5.24. Pnömatik devrede kullanılan hortum ve bağlantı elemanları.

5.1.4. Pnömatik Hesaplamalar

Pnömatik silindirlerin A ve B giriş basıncıları, itme ve çekme kuvvetleri, piston hızlarının belirlenmesi ve eşitlenmesi, sistemde kullanılacak hortumların i çaplarının belirlenmesi için hava tüketimi hesaplanmıştır.

5.1.4.1. Pnömatik Silindirlerin A ve B Giriş Basıncıları

Sistem basıncını, şartlandırıcıda 8 bar olarak ayarladığımızda, silindirlerin B girişlerine gidecek havanın gösterge basıncı 8 bardır.

$$F_{ekme} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} * (P_{atm} + P_{gB}) * \eta * g \quad (5.1)$$

$F_{ekme}$: Pnömatik silindir in çekme kuvveti, N.

D : Piston apı, mm.

d : Mil apı, mm.

P_{atm} : Atmosfer basıncı, 1 bar.

P_{gB} : B girişi gösterge basıncı, bar.

η : Pnömatik silindir verimi, 0,95.

g : Yerçekimi ivmesi, 9,8 m/s².

Pnömatik silindirlerin itme ve çekme kuvvetleri, motorun dengeli çalışması için eşit olması gerekmektedir. Bu eşitlik için, pnömatik silindirlerin A girişlerinin basıncı, ek bir basınç ayar regülatörü ile gösterge basıncı (5.4) nolu eşitlik ile hesaplanmıştır.

$$F_{itme} = F_{çekme} \quad (5.2)$$

F_{itme} : Pnömatik silindirin itme kuvveti, N.

$F_{çekme}$: Pnömatik silindirin çekme kuvveti, N.

$$\frac{\pi.(D^2-d^2)}{4} * (P_{atm} + P_{gB}) * \eta * g = \frac{\pi.D^2}{4} * (P_{atm} + P_{gA}) * \eta * g \quad (5.3)$$

Yukarıdaki ifadeler sadeleştirildiğinde,

$$P_{gA} = \frac{(D^2-d^2)*(1+P_{gB})}{D^2} - 1 \quad (5.4)$$

P_{gA} : A girişi gösterge basıncı, bar.

Regülatörün ayarlanması gerektiği basınç 7,1 bar olarak hesaplanmıştır.

5.1.4.2. Piston Hızlarının Eşitlenmesi

PM’da kullanılan silindirlerin ileri hareketi ile geri kuvvetleri basınç ayar regülatörü ile eşitlenmiş, hızları da pnömatik silindirlerin B girişlerine giden ortak hatta hız ayar vanası konulması ve ayarlama yapılması ile eşitlenmiştir.

5.1.4.3. Boru İç Çaplarının Belirlenmesi

Pnömatik bir devrede hava sarfiyatını azaltma yöntemlerinden biri boru iç çaplarının ve bağlantı elemanlarının, silindirin ihtiyacı kadar hava akışı sağlayan, yani debiye göre belirlenmesidir [89]. Bu durumda öncelikle belirlememiz gereken pnömatik silindirlerin sistem basıncında hava tüketimlerini tespiti aşağıdaki gibi yapılmıştır.

Hava Tüketim Hesabı

Pnömatik silindirlerin hava tüketimi hesabı aşağıdaki eşitlik kullanılarak yapılmaktadır.

C1 pnömaik silindirin itme yönündeki hava tüketimi hesabı;

$$q_{As1} = s_1 * (P_{Ag} + P_{atm}) * \frac{\pi * D^2}{4} \quad (5.5)$$

C1 pnömaik silindirin çekme yönündeki hava tüketimi hesabı;

$$q_{Bs2} = s_2 * (P_{Bg} + P_{atm}) * \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} \quad (5.6)$$

C1 pnömaik silindirin iki yöndeki hava tüketimi;

$$Q_{C1} = q_{As1} + q_{Bs2} \quad (5.7)$$

PM'un hava tüketimi 3 (pnömatik silindirli için);

$$Q_{PM} = 3 * Q_{C1} \quad (5.8)$$

PM'un hava tüketimi hesabı, 8 bar basınçta ve 40 d/d motor devri için yapılmıştır. Düşük basınçlarda tespit edilen boru iç çapları, yükselen devir ve basınçlarda, taşıtın sürüşü esnasında boru iç çaplarında değişiklik yapılamayacağından, tüm boru ve bağlantı elemanlarının boyutlandırması, 8 bar ve 40 d/d motor devri için yapılmıştır. Pnömatik pistonlar, maksimum 1 m/s çalışabilmelerine rağmen 534 mm/s olacak hızda hesaplamalar yapılmıştır.

Çizelge 5.2. Pnömatik silindirlerin cm başına hava tüketimi (q) [90].

Hava Tüketimi (Lt / cm)								
Piston Ø	Mil Ø	Hareket Yönü	Çalışma Basıncı (bar)					
			3	4	5	6	7	8
63	20	İtme	0,125	0,156	0,187	0,218	0,249	0,281
		Çekme	0,112	0,140	0,168	0,196	0,224	0,252

PM`da kullanmış olduğumuz 63 mm piston çapında ve 20 mm mil çapındaki pnömatik silindirin 8 bar basınçta itme yönünde q değeri 0,281 l/cm, çekme yönünde 0,252 l/cm`dir. Pnömatik silindire, itme yönünde krank açısı 0°`den 120°`ye kadar A girişinden basınç regülatörü ile ayarlanmış 7,1 bar basınçta 312,3 mm strok boyunca hava verilmiş, çekme yönünde ise krank açısı 180°`den 300°`ye kadar B girişinden sistem basıncı olarak belirlenmiş 8 bar basınçta 279 mm strok boyunca hava verilmiştir. İtme yönünde basınç regülatörü ile ayarlanmış 7,1 bar basınç kullanıldığından q değeri oranlama yapılarak hesaplanmıştır.

$$q_{itme} = \frac{P_{Areg\ddot{u}lat\ddot{o}r}+1}{P_{Bsystem}+1} * q_{itmeTablo} \quad (5.9)$$

$$q_{itme} = \frac{7,1 + 1}{8 + 1} * 0,281$$

$$q_{itme} = 0,2529 \text{ l/cm}$$

Pnömatik silindirin bir yönde dakikadaki hava tüketimi (l/d), (5.10) nolu eşitlik ile bulunur.

$$Q = n * s * q \quad (5.10)$$

Q: Toplam hava tüketimi, l/d.

n: Dakikadaki kurs sayısı, kurs/d.

s: Piston kursu, cm.

q: Piston kursunun her cm` si için gerekli hava miktarı, l.

Ancak kullandığımız pnömatik silindir çift etkili olmasından dolayı, itme ve çekme yönleri için ayrı ayrı hava tüketimi hesabı, (5.11) nolu eşitlik kullanılarak yapılmıştır.

$$Q = n * (s_{itme} * q_{itme} + s_{\ddot{c}ekme} * q_{\ddot{c}ekme}) \quad (5.11)$$

Piston kursunun her cm'si için gerekli hava miktarı olan q değeri, pnömatik silindirlerin hava tüketim verilerinin bulunduğu çizelge 5.2'de, kullandığımız silindirin çalışma basıncının itme ve çekme yönlerindeki hava tüketimleri dikkate alınacaktır.

İtme yönündeki hava tüketimi;

$$Q_{İTME\ 8\ bar} = 40\ 1/d * 31,23\ cm * 0,2529\ l/cm$$

$$Q_{İTME\ 8\ bar} = 315,9\ l/d$$

Çekme yönündeki hava tüketimi;

$$Q_{ÇEKME\ 8\ bar} = 40\ 1/d * 27,9\ cm * 0,252\ l/cm$$

$$Q_{ÇEKME\ 8\ bar} = 281,2\ l/d$$

Yapılan hesaplamalar sadece 1 silindir için yapılmış, (5.12) ve (5.13) nolu eşitlikler kullanılarak PM hava tüketimini bulmak için hesaplanan değerleri 3 katı dikkate alınmıştır.

$$\begin{aligned} Q_{3\ silindir\ 8\ bar\ itme} &= 3 * Q_{İTME\ 8\ bar} \\ &= 3 * 315,9\ l/d = 947,7\ l/d \end{aligned} \quad (5.12)$$

$$\begin{aligned} Q_{3\ silindir\ 8\ bar\ çekme} &= 3 * Q_{ÇEKME\ 8\ bar} \\ &= 3 * 281,2\ l/d = 843,6\ l/d \end{aligned} \quad (5.13)$$

Pnömatik silindirlerin itme ve çekme hatlarına giden debileri birleşimi ile sistemin debisi bulunmuştur.

$$Q_{PM\ 8\ bar} = 947,7 + 843,6 = 1791,3\ l/d \quad (5.14)$$

Boru İç Çaplarının Belirlenmesi

PM hava tüketimi için yapılan hesaplama sonuçları dakika başına hava tüketimi olduğundan, Çizelge 5.3'e göre boru iç çaplarının belirlenmesi için saniyedeki hava tüketimleri dikkate alınmıştır.

$$Q_{ITME\ 8\ bar} = 315,9\ l/d = 5,3\ l/s$$

$$Q_{ÇEKME\ 8\ bar} = 281,2\ l/d = 4,7\ l/s$$

$$Q_{3\ silindir\ 8\ bar\ itme} = 947,7\ l/d = 15,8\ l/s$$

$$Q_{3\ silindir\ 8\ bar\ çekme} = 843,6\ l/d = 14,1\ l/s$$

$$Q_{PM\ 8\ bar} = 1791,3\ l/d = 29,9\ l/s$$

Farklı basınçlarda ve farklı iç çaplardaki boruların içinden geçen hava miktarını litre/saniye olarak gösteren Çizelge 5.3'te, pnömatik silindirlerin A girişlerine 7,1 bar basınç geldiğinden yakın değer olan 6,9 bar basıncın olduğu satırdan 5,3 l/s debi için 5 mm iç çapındaki boru belirlenmiştir.

Çizelge 5.3. Borulardan geçen hava miktarı (litre/saniye) [87].

Basınç (bar)	Boru Çapları (mm)					
	3	6	10	13	19	25
2,8	1,4	3,2	7	13	23	43
3,4	1,8	3,9	9	17	28	52
4,1	2,1	4,6	10	20	34	60
4,8	2,4	5,3	12	23	38	71
5,5	2,7	6	13	25	43	80
6,2	3,1	7	15	29	48	90
6,9	3,4	8	17	32	53	99
8,6	4,2	9	21	39	66	127

Pnömatik silindirlerin B girişlerine 8 bar basınç geldiğinden, Çizelge 5.3'te 8,6 bar basıncın olduğu satırdan 4,7 l/s debi için 4 mm iç çapındaki boru belirlenmiştir.

3 tane pnömatik silindir A girişlerine hava dağıtan hat için, Çizelge 5.3'te 6,9 bar basıncın olduğu satırdan 15,8 l/s debi için 9 mm iç çapındaki boru belirlenmiştir.

3 tane pnömatik silindirin B girişlerine hava dağıtan hat için, Çizelge 5.3'te 8,6 bar basıncın olduğu satırdan 14,1 l/s debi için 7 mm iç çapındaki boru belirlenmiştir.

Sisteme hava dağıtan hattın 8 bar basınç için, Çizelge 5.3'te 8,6 bar basıncın olduğu satırdan 29,9 l/s debi için 12 mm iç çapındaki boru belirlenmiştir.

Yapılan hesaplamalar sonucunda, PM devresinde kullanılacak boru iç çapları Çizelge 5.4'te gösterilmiştir.

Çizelge 5.4. Pnömatik devrede kullanılacak boru iç çapları.

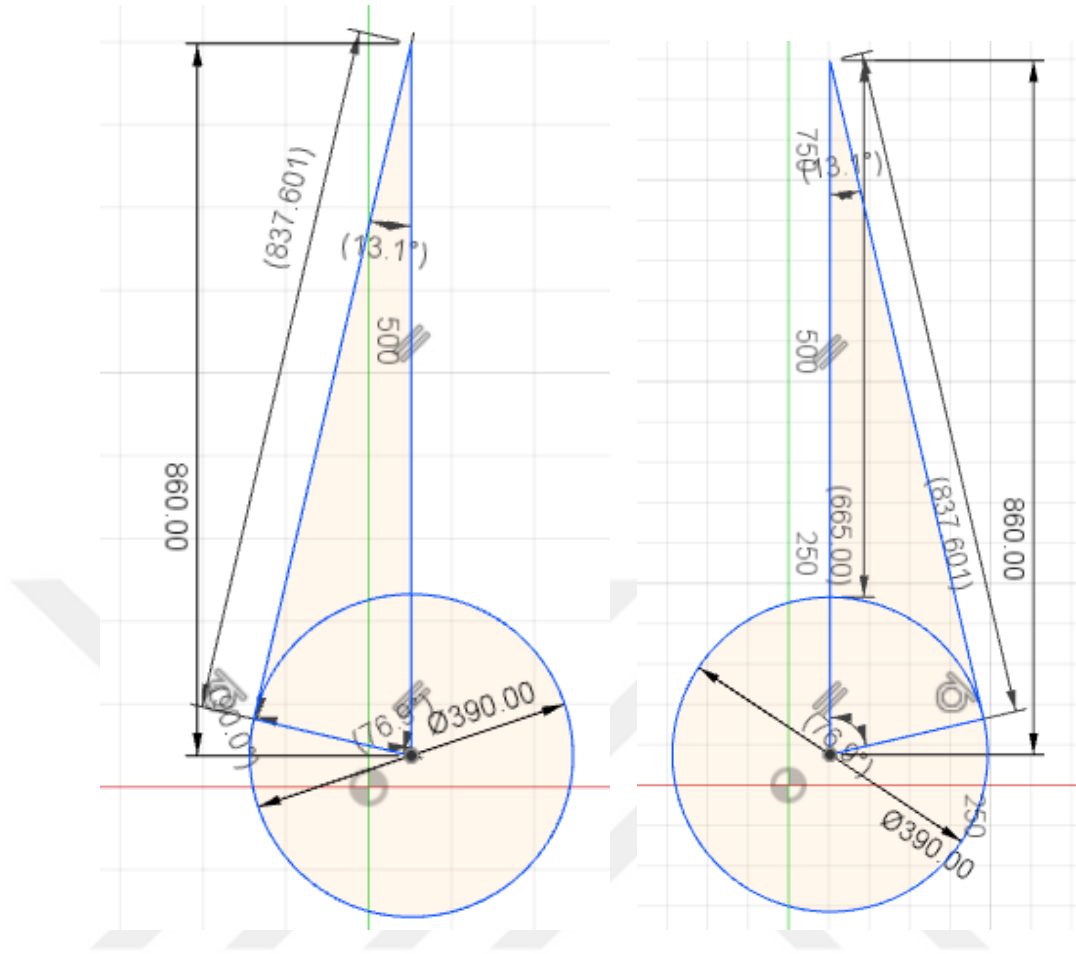
A Hattı (mm)	3A Hattı (mm)	B Hattı (mm)	3B Hattı (mm)	Sistem Hattı (mm)
5	9	4	7	12

5.1.4.4. PM'da Mekanik Hesaplamalar

Pnömatik motorun mekanik hesaplamaları, maksimum tork noktasının bulunması, basınçlı havanın verildiği pnömatik silindirin krank açısı 120° 'de itme strok boyu ve krank açısı 300° 'de çekme strok boyunun bulunması, krank açısı Θ 'nın her 15° 'sinde silindir doğrultusunun dikey eksenle yaptığı β_Θ açısı ve $L_{\text{silindir}\Theta}$ strok boyunun bulunması, pnömatik silindirlerin A ve B girişlerine gelen P_A ve P_B basınçların bulunması, krank açısının her 15° 'sinde krank merkezinin silindir doğrultusuna dik uzaklığı r_{dik} bulunması, pnömatik silindirlerin itme ve çekme kuvvetleri F_{itme} ve $F_{\text{çekme}}$ bulunması, motor torku ve motor gücünün bulunması için yapılmıştır. Hesaplamalarda kullanılan değerler, EK AÇIKLAMALAR'da yer almaktadır.

Maksimum Tork Noktalarının Bulunması

Prototipi imal edilen PM'un, önce Autodesk Fusion 360 tasarım programında şekil 5.25'te yapılan çizim ile pnömatik silindirin krank kolu üzerindeki maksimum etki sağlayacağı krank açısı bulunmuştur. Pnömatik silindir ile krank kolunun birbirine dik olduğu bu noktalarda, pnömatik silindirin dikey eksenle $13,1^\circ$, krank kolunun ise dikey eksenle üst ölü noktanın sağ tarafında oluşan krank açısı $76,9^\circ$, sol tarafında oluşan krank açısı $283,1^\circ$ 'dir.



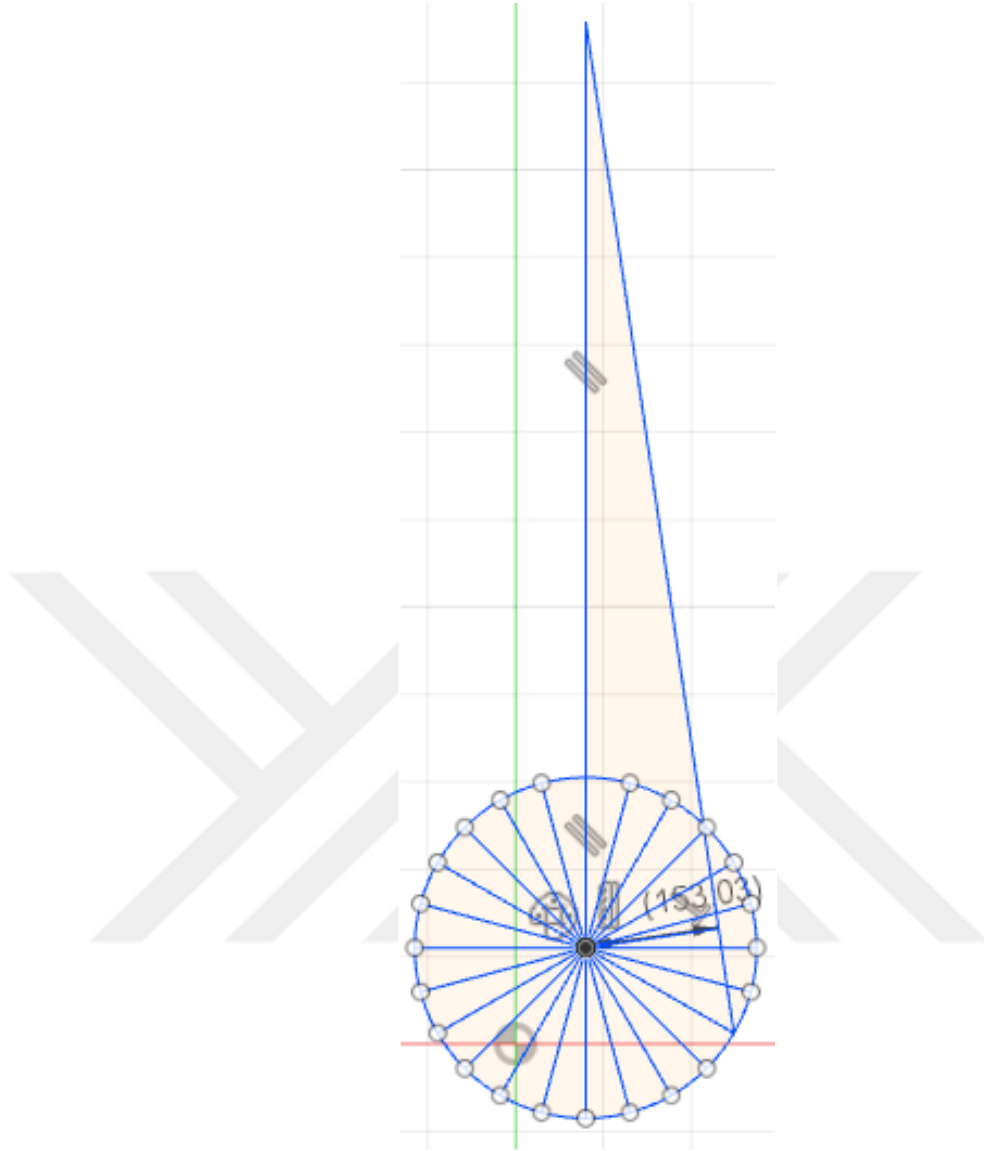
Şekil 5.25. Maksimum motor torkunun olduğu krank açıları.

Hava Beslemesinin Yapıldığı Strok Boylarının Bulunması

Pnömatik silindire bu noktalarda, itme kuvveti uygulayan A girişinden başlangıç konumu olan 5 mm hava yastıklaması ile 312,3 mm, çekme kuvveti uygulayan B girişinden de aynı şekilde 5 mm hava yastıklaması ile 279 mm strok boyunca hava beslemesi yapılması gerektiği belirlenmiştir.

Pnömatik Silindirin β_{Θ} Açısının ve $L_{\text{silindir}\Theta}$ Strok Boyunun Bulunması

Pnömatik silindirin, krank koluna her 15° 'de (Θ açısı) uyguladığı kuvvetleri bulabilmek için, Şekil 5.26'da görüldüğü gibi çizim programında, pnömatik silindirin dikey eksenle yaptığı β_{Θ} açısı, pnömatik silindirin o anki boyu olan $L_{\text{silindir}\Theta}$ bulunmuştur.



Şekil 5.26. Krank kolunun 15°'lik açılarında pnömatik silindirin durumu.

Pnömatik Silindirlerin P_A , P_B , r_{dik} , F_{itme} ve $F_{çekme}$ Değerlerinin Hesaplanması

Pnömatik silindirin itme ve çekme kuvveti eşitliğini sağlamak için A ve B girişlerine uygulanan P_A ve P_B basınç değerleri (5.4) nolu eşitlik ile, pnömatik silindirin doğrusal ekseninin krank merkezine dik uzaklığı r_{dik} (5.15) nolu eşitlik ile, silindirin itme ve çekme kuvvetleri (5.16) ve (5.17) nolu eşitliklerle Microsoft Office Excel programında hesaplatılmıştır.

$$r_{dik} = 860 * \sin\beta \quad (5.15)$$

Pnömatik sistemde silindirlere gönderilen basınçlı hava ile doğrusal hareket üretilirken itme ve çekme kuvveti oluşmuştur. Bu kuvvetin değeri, silindirin piston çapına, piston kolu çapına, silindir içinde pistona etkiyen hava basıncına ve silindir içinde sürtünmeden meydana gelen kayıplar dikkate alınarak hesaplanır. Pnömatik sistemde, silindirin iç yüzeyi ile piston arasında meydana gelen sürtünme kuvveti (F_s), toplam piston kuvvetinin yaklaşık %3 ile %10'u kadar kabul edilir. Yapılan hesaplamalarda sürtünme kuvvetinin de dikkate alınması ile hesaplanan itme ve çekme kuvvetleri gerçeğe yakın değerler olacaktır [87]. PM tasarım aşamasında, pnömatik silindirlerin itme ve çekme kuvvetleri için yapılan hesaplamalarda sürtünme kuvveti (F_s), %5 olarak dikkate alınmıştır. Bu durumda pnömatik silindirlerin verimi %95 kabul edilmiştir. Hesaplamalarda yerçekimi ivmesi $9,8 \text{ m/s}^2$ olarak kabul edilmiştir.

$$F_{itme} = \frac{\pi * D^2}{4} * (P_{gA} + P_{atm}) * g * \eta \quad (5.16)$$

$$F_{çekme} = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} * (P_{gB} + P_{atm}) * g * \eta \quad (5.17)$$

Ayrıca pnömatik silindirlere 120° hava beslemesi yapıldıktan sonra hava sarfiyatında tasarruf sağlamak için, havanın kam ve valf vasıtasıyla kesilmesi, silindir içindeki havanın 60° 'lik genişlemesi ile diğer silindirlerin ölü noktaları atlatmasına yardımcı olması esnasında, her 15° 'lik açılardaki basınç değerleri de (5.18) ve (5.19) nolu eşitliklerle hesaplanmıştır. Pnömatik silindirin ölü noktadaki değerleri, motora iş yaptıramadığından hesaplanmamıştır.

$$P_{A-120} * V_{A-120} = P_{A-135} * V_{A-135} = P_{A-150} * V_{A-150} = P_{A-165} * V_{A-165} \quad (5.18)$$

$$P_{B-300} * V_{B-300} = P_{B-315} * V_{B-315} = P_{B-330} * V_{B-330} = P_{B-345} * V_{B-345} \quad (5.19)$$

Motor Torkunun Hesaplanması

Prototipi imal edilmiş PM'un maksimum motor torku, pnömatik silindirin itme kuvveti ile krank açısı $76,9^\circ$ 'de kranka uyguladığı döndürme etkisi, (5.20) nolu eşitlik ile hesaplanmıştır.

$$M = F_{itme} * r_{dik} \quad (5.20)$$

Motor Gücünün Hesaplanması

Motor gücü, dijital takometre ile ölçülmüş motor devrinin, (5.20) nolu eşitlik ile hesaplanmış motor torkunun bilinmesi ile (5.21) nolu eşitlik kullanılarak hesaplanmıştır.

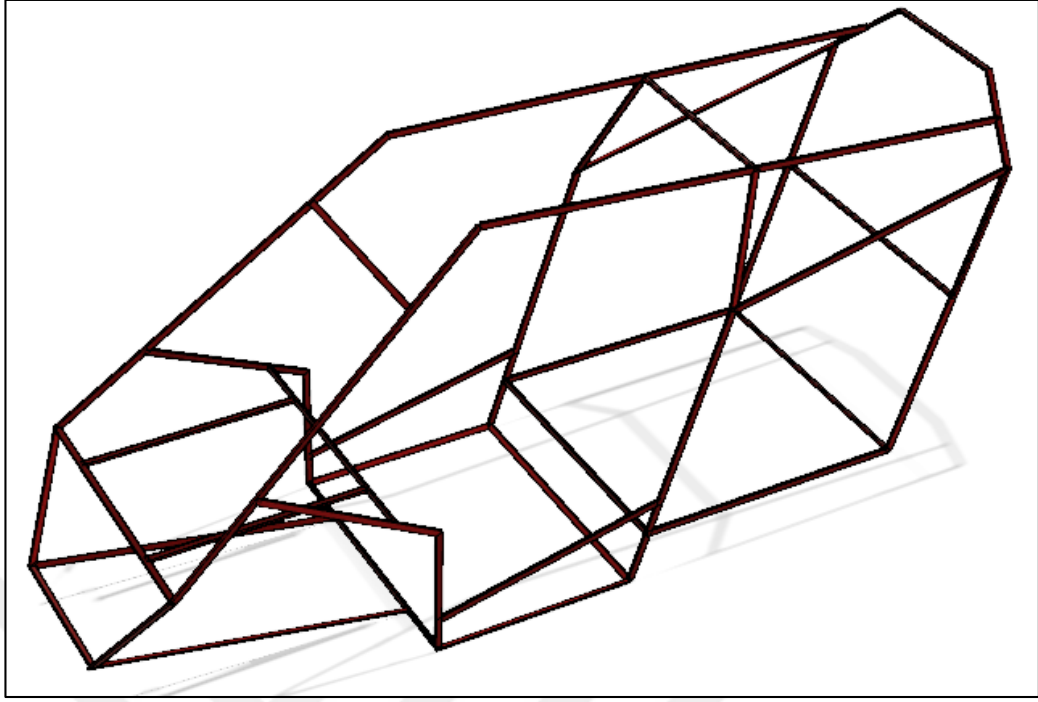
$$P_W = \frac{M*n}{9,549} \quad (5.21)$$

- P : Motor gücü, W.
M : Motor torku, Nm.
n : Motor devri, d/d.

5.2. TAŞITIN TASARIMI VE PROTOTİPİNİN İMALATI

5.2.1. Şasinin Tasarımı ve İmali

Şekil 5.27'de görülen şasi, Autodesk Fusion 360 3D katı modelleme programında, sürücü güvenlik hücresi olarak 6 noktalı kafes yapısında tasarlanmış, 20x10 ebatlarında 2 mm et kalınlığındaki demir kutu profilden, kaynaklı birleştirme ile imal edilmiştir.



Şekil 5.27. Taşıtın şasi kafes yapısı.

Taşıtın tekerlek iz genişliği 98 cm, ön ve aks mesafesi 190 cm, boyu 270 cm, şasi eni 80 cm, yerden yüksekliği 17 cm, taşıtın yüksekliği ise 130 cm`dir.

5.2.2. Direksiyon Sistemi

Taşıtta, direksiyon simidi, direksiyon mili, mile kaynaklı birleştirmeli komuta kolu, rot mili ve rot başlarından oluşan mekanik direksiyon sistemi kullanılmıştır, Şekil 5.28.



Şekil 5.28. Taşıtın direksiyon sistemi.

5.2.3. Fren Sistemi

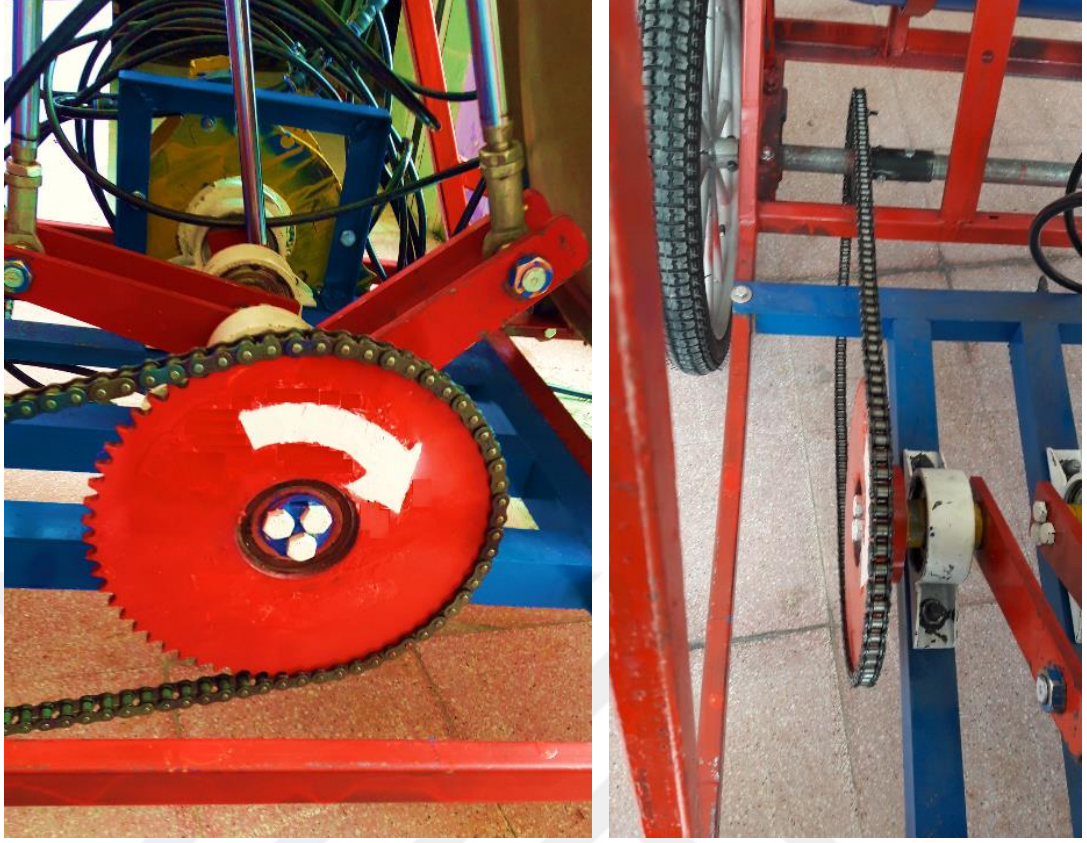
Fren sistemi olarak, ön tekerlerin göbeğinde kampanalı fren sistemi, arka aks miline yerleştirilmiş hidrolik merkezli diskli fren sistemi kullanılmış, fren pedalından kontrol edilecek şekilde uygulanmıştır. Ayrıca koltuğun sol tarafına park freni olarak el freni yerleştirilmiş, halat vasıtasıyla ön tekerlerin fren sistemini kullanımı sağlanmıştır, Şekil 5.29.



Şekil 5.29. Taşıtın fren sistemleri.

5.2.4. Güç Aktarma Organı

Güç aktarma organı olarak, pnömatik motor çıkışına, tek yönlü rulmanla birleştirilmiş zincir dişlisi, göbekten cıvatalı birleştirilmiştir. Motor zincir dişlisi, zincir vasıtasıyla aks dişlisine ilettiği döndürme hareketini, aks vasıtasıyla tekerleklere ulaştırmaktadır, Şekil 5.30.



Şekil 5.30. Taşıtın güç aktarma organı.

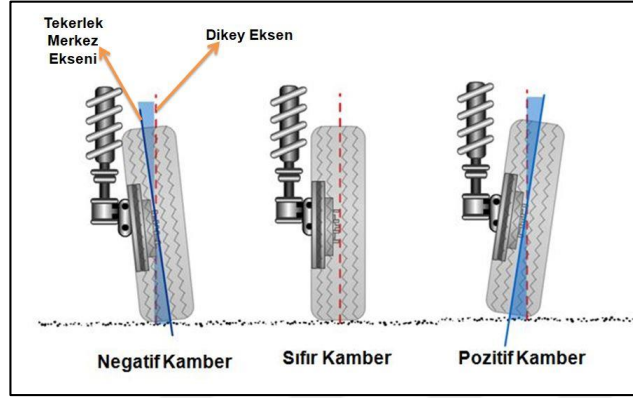
5.2.5. Ön Düzen Ölçüleri

Sürüş esnasında taşıtın tümsekleri zorlanmadan aşabilmesi için kaster açısının, arkadan itişli olmasından dolayı ön tekerleklerin içe kapanmaya zorlanmaması ve dönüşlerde kaymaların olmaması için toe-out verilmesi, lastiklerin yere düz basması için kamber açısının belirlenmesi gerekmektedir.

5.2.5.1. Taşıt Dönüş Çapının Belirlenmesi ve Toe Ayarları

Taşıt, arkadan itişli olduğundan, ön tekerlerin kapanmaya zorlanmaması ve kayma yapmadan 8 m çapındaki virajın kolaylıkla dönülmesi için Autodesk Fusion 360 programında yapılmış çizim ile Şekil 5.31’de gösterildiği gibi, taşıt doğrultusuna göre dıştaki tekerlek $23,5^\circ$, içteki tekerlek $27,6^\circ$ açı yapmıştır. Aralarındaki açı farkı $4,1^\circ$ olup, toe-out değeri 1001 mm olarak tespit edilmiş ve ayarlanmıştır.

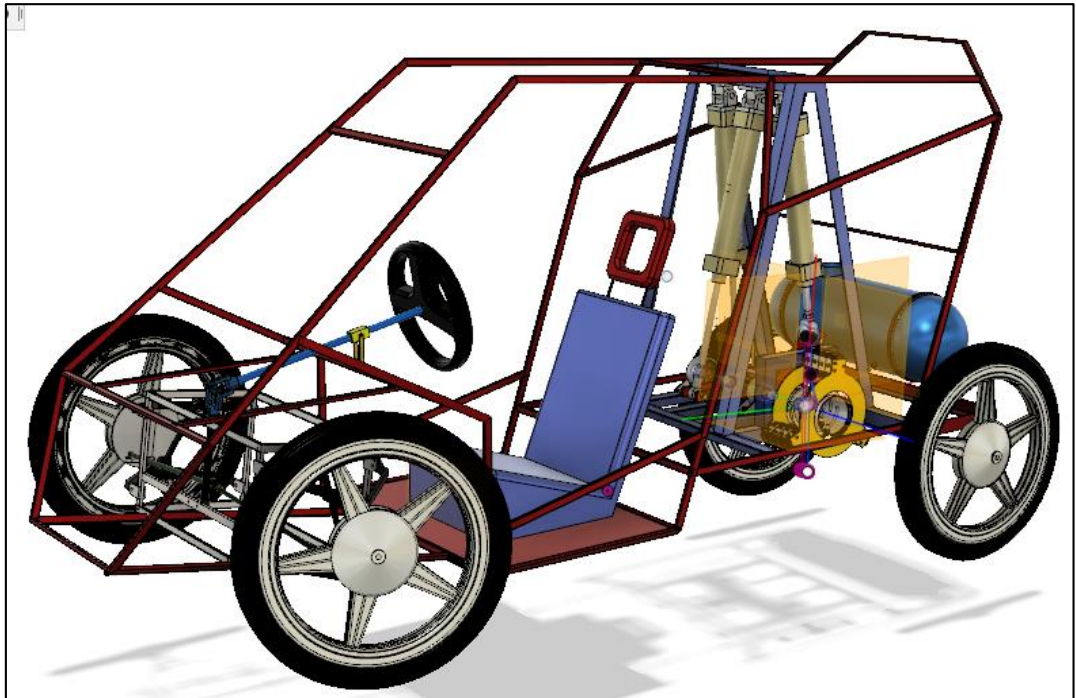
ise negatif kamber olarak tanımlanır, Şekil 5.33. Taşıtımızda süspansiyon sistemimiz mevcut olmadığından, tekerleklerin yere dik temas etmesi ve aşınmaması için kamber açısını 0° olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.33. Kamber açısı.

5.2.6. Taşıtın Genel Görünümü

Prototipi imal edilen taşıtın, Autodesk fusion 360 programında tasarım sonrası görünümü Şekil 5.34'deki gibidir.



Şekil 5.34. Taşıtın tasarım görünümü.

Şekil 5.34'te Autodesk Fusion 360 programında yapılmış tasarımı görünüşü verilen taşıtın ve motorun prototipi, Şekil 5.35'te görüldüğü gibi imal edilmiştir.



Şekil 5.35. Taşıtım imal sonrası görünümü.

BÖLÜM 6

TAŞIT VE MOTOR PERFORMANSININ ÖLÇÜLMESİ

6.1. DENEY ALANI

Karabük Mesleki Eğitim Merkezi Motorlu Araçlar Teknolojisi Atölyesi ve okul önünde yapılan test ve deneyler için, maksimum 8 bar basınçta dolum yapabilen kompresör, motor devrinin ölçümünde dijital takometre, motor torkunun belirlenmesinde pnömatik silindirlerin itme kuvvetlerinin ölçümü için tartı, taşıtın aldığı yolun mesafesini ölçmek için şerit metre ve taşıtın hızını bulmak için kronometre kullanılmıştır, Şekil 6.1.



Şekil 6.1. Deney alanı.

Deney işlemi için öncelikle araçtaki tank, 8 bar basınçlı hava ile doldurularak basınç ayar regülatöründe sistem basıncı ayarlanmıştır. Pnömatik silindirin itme kuvveti, belirlenen sistem basıncında, tartı kullanılarak ölçülmüştür.

6.1.1. Deneylerde Kullanılan Makine ve Ölçüm Cihazları

Pnömatik motorla çalışan taşıtın performansını, motor devri, motor torku, taşıt hızı ve tankın dolumu için gereken elektrik enerjisi sarfiyatı belirlenmesinde kullanılacak makine ve ölçüm cihazları Şekil 6.2’de görülmektedir.



Şekil 6.2. Deneyde kullanılan makine ve ölçüm cihazları.

6.1.1.1. Kompresör

Taşıtın hava tankını, 1,5 kW güçteki elektrik motorunun 50 Hz’de 2855 d/d devirde çalışarak, maksimum 8 bar basınçta hava dolumu yapabilen kompresör kullanılmıştır, Şekil 6.3.



Şekil 6.3. Kompresör.

6.1.1.2. Basınç Ayar Regülatörü ve Hız Ayar Vanası

Sistem basıncını ve motora gidecek hava basıncını ayarlamak kullanılan basınç regülatörü ve hız ayar vanası Şekil 6.4’te görülmektedir.



Şekil 6.4. Basınç ayar regülatörü ve hız ayar vanası.

6.1.1.3. Tartı

Pnömatik silindirlerin itme kuvvetlerinin tespiti için Şekil 6.5'te görülen ibreli göstergesi bulunan tartı kullanılmıştır.



Şekil 6.5. Tartı.

6.1.1.4. Dijital Takometre

Motor devrini ölçmek için Şekil 6.6'da görülen, manuel ve lazerli ölçüm yapabilen dijital göstergeli takometre kullanılmıştır.



Şekil 6.6. Dijital takometre.

6.1.1.5. Elektrik Sayacı

Taşıtın hava tankını, kompresör vasıtasıyla basınçlı hava ile doldururken, elektrik enerjisi kullanılmıştır. Kompresör, 3 fazlı elektrik enerjisi kullanımı için tesisatı

yapılmış ve 380 V ile çalışmaktadır. Tankın bir dolusunda tüketilen elektrik enerjisinin tespiti için Şekil 6.7’de görülen, 3 fazlı, 4 tel bağlantılı elektrik sayacı kullanılmıştır.



Şekil 6.7. Elektrik sayacı.

6.1.1.6. Mesafe Ölçer (Şerit Metre)

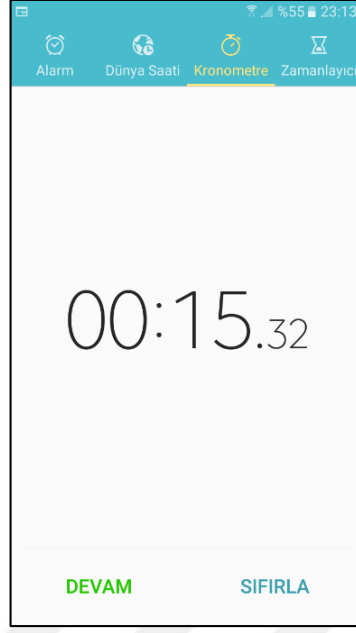
Taşıt hız ölçümünün yapıldığı pistin hazırlanmasında, Şekil 6.8’de görülen 3 metre mesafe ölçme kapasiteli şerit metre kullanılmıştır.



Şekil 6.8. Şerit metre.

6.1.1.7. Kronometre

Taşıt hız ölçümünde, 45 metrelik yolu tamamladığı süreyi saniyenin %1 hassasiyetinde sayım yapan, Şekilde 6.9’da görülen akıllı telefon kronometresi kullanılmıştır.



Şekil 6.9. Kronometre.

6.2. DENEYLERİN YAPILIŞI

6.2.1. Pnömatik Silindirlerin İtme Kuvveti

Pnömatik silindirin B girişine sistem basıncı geleceğinden, A girişine gelen basınç basınç regülatörü ile aşağıdaki eşitlikle bulunan değerde ayarlanır. Pnömatik silindirin itme ve çekme kuvvetleri eşit olması için, pnömatik silindirlerin A girişlerine giden havanın basıncı, basınç ayar regülatöründe (6.1)'deki eşitlik dikkate alınarak hesaplanmış ve göstergede hesaplanan değerde ayarlanmıştır. İtme kuvvetinin hassas ayarı ve doğruluğunun tespiti için tartı kullanılmıştır.

$$P_{A-gösterge} = \frac{(P_{sistem-gösterge}+1)*(D^2-d^2)}{4*D^2} - 1 \quad (6.1)$$

D : Piston çapı, mm.

d : Mil çapı, mm.

6.2.2. Pnömatik Motor Devrinin Ölçülmesi

Pnömatik motor devrinin ölçülmesinde, dijital takometre Şekil 6.10’da görüldüğü gibi kullanılmıştır. Her devir ölçümünden önce hava tankı, kompresör kullanılarak 8 bar basınçlı hava ile doldurulmuştur. Motor devri, dijital takometrenin lazer ölçüm noktası, motor zincir dişlisi üzerindeki işaretli noktaya tutularak ölçüm yapılmıştır.



Şekil 6.10. Motor devrinin ölçülmesi.

6.2.3. Motor Torkunun Bulunması

Motor torkunun bulunması için, itme ve çekme kuvvetleri eşit olan silindirlerin, krank kolu üzerinde oluşturdukları döndürme kuvveti, krank yarıçapının uzunluğu ile çarpılarak bulunmuştur.

$$M = F_{itme,çekme} * r_{krank-dik} \quad (6.2)$$

M : Motor torku, Nm.

$F_{itme, çekne}$: Pnömatik silindirin itme ve çekme kuvveti, N.

$r_{krank-dik}$: Krank merkezinin piston doğrultusuna dik uzaklığı, m.

6.2.4. Motor Gücünün Bulunması

Motor torku bulunan ve devir sayısı ölçülen motorun gücü, güç formülüyle hesaplanmıştır.

$$P_{PM} = \frac{M*n}{9,549} \quad (6.3)$$

P_{PM} : Pnömatik motor gücü, W.

M : Motor torku, Nm.

n : Motor devri, d/d.

6.2.5. Taşıt Hızının Ölçülmesi

Taşıtın hızını, sistem basıncı sırasıyla 3, 4, 5, 6, 7 ve 8 bar ayarladıktan sonra taşıt hava tankı, kompresör vasıtasıyla 8 bar basınçlı hava ile doldurulmuştur. Taşıtın hız ölçümü, 45 m mesafeli bir pistte kronometre kullanılarak yapılmıştır, Şekil 6.11.



Şekil 6.11. Taşıt hızının ölçülmesi.

Hız ölçümü, taşıt başlangıç noktasında getirilerek, başlangıç çizgisinde taşıt hareket ettiği anda kronometreye basılmış, taşıt bitiş çizgisine ulaştığı anda kronometre durdurulmuştur. Taşıtın almış olduğu yol mesafesi 45 m, km'ye çevrilmiştir. Kronometrede görünen sayı, tek ondalık basamağa yuvarlanarak saniye değeri saate

çevrilmiştir. Bulunan mesafe km cinsinden, geçen sürenin saat cinsine bölünerek taşıtın hızı bulunmuştur.

$$v_{\text{taşıt hızı}} = \frac{x_{\text{alınan yol}}}{t_{\text{kronometre}}} \quad (6.4)$$

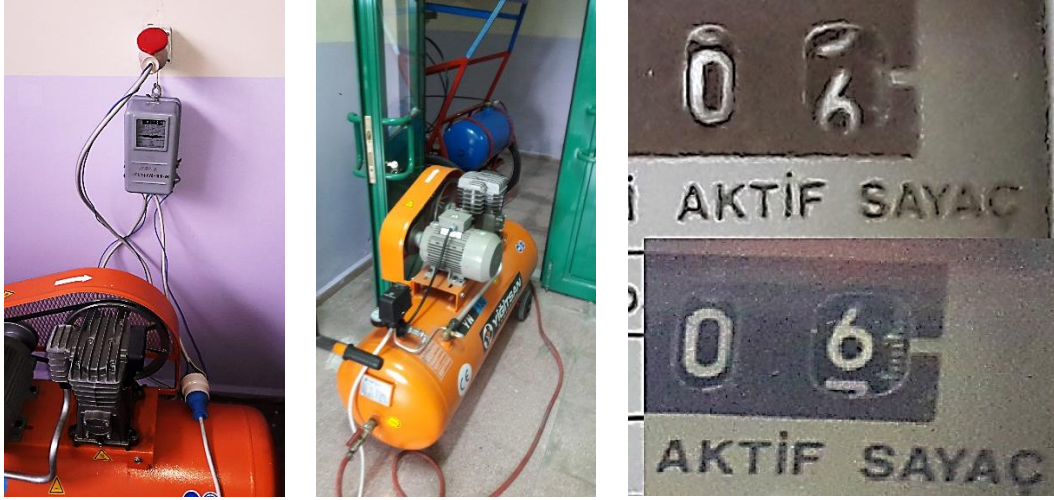
v : Taşıt hızı, km/h.

x : Alınan yol, km.

t : Kronometredeki süre, saat.

6.2.6. Tankın Doldurulmasında Elektrik Sarfiyatının Ölçülmesi

Hava tankının doldurulmasında kompresörün elektrik sarfiyatını ölçmek için, Şekil 6.12'de görülen düzenek hazırlanmıştır. Sayacın ilk görüntüsündeki göstergede 5,6 kW okunmuştur. Taşıtın hava tankı, 5 kez doldurulup boşaltılması sonrası sayaçta 6,1 kW okunmuştur. Bu durumda araçta bulunan 50 litrelik tankın 8 bar basınçlı hava ile doldurulabilmesi için kompresörün elektrik sarfiyatı 0,1 kW olarak ölçülmüştür.



Şekil 6.12. Elektrik sarfiyatının ölçülmesi.

6.3. DENEY SONUÇLARI

Pnömatik motor ve taşıtın, sistem basıncı 3, 4, 5, 6, 7 ve 8 bar basınçlarda yapılan deneylerden elde edilen sonuçları gösteren çizelgeler oluşturulmuştur.

6.3.1. Sistem Basıncı 3 Bar İçin Yapılan Deney ve Sonuçları

Sistem basıncının 3 bar olarak ayarlanmasıyla elde edilen veriler aşağıdaki Çizelge 6.1’de yer almaktadır.

Çizelge 6.1. 3 bar basınçta elde edilen veriler.

Sistem Basıncı (bar)	Motor Devri (d/d)	Motor Torku (Nm)	Motor Gücü (W)	Taşıt Hızı (km/h)
3	27,8	226,3	658,7	4,7

6.3.2. Sistem Basıncı 4 Bar İçin Yapılan Deney ve Sonuçları

Sistem basıncının 4 bar olarak ayarlanmasıyla elde edilen veriler Çizelge 6.2’de yer almaktadır.

Çizelge 6.2. 4 bar basınçta elde edilen veriler.

Sistem Basıncı (bar)	Motor Devri (d/d)	Motor Torku (Nm)	Motor Gücü (W)	Taşıt Hızı (km/h)
4	31,8	282,8	941,8	5,4

6.3.3. Sistem Basıncı 5 Bar İçin Yapılan Deney ve Sonuçları

Sistem basıncının 5 bar olarak ayarlanmasıyla elde edilen veriler Çizelge 6.3’de yer almaktadır.

Çizelge 6.3. 5 bar basınçta elde edilen veriler.

Sistem Basıncı (bar)	Motor Devri (d/d)	Motor Torku (Nm)	Motor Gücü (W)	Taşıt Hızı (km/h)
5	32,3	339,4	1148	5,5

6.3.4. Sistem Basıncı 6 Bar İçin Yapılan Deney ve Sonuçları

Sistem basıncının 6 bar olarak ayarlanmasıyla elde edilen veriler izelge 6.4'te yer almaktadır.

Çizelge 6.4. 6 bar basınçta elde edilen veriler.

Sistem Basıncı (bar)	Motor Devri (d/d)	Motor Torku (Nm)	Motor Gücü (W)	Taşıt Hızı (km/h)
6	33,8	396	1401,5	5,7

6.3.5. Sistem Basıncı 7 Bar İçin Yapılan Deney ve Sonuçları

Sistem basıncının 7 bar olarak ayarlanmasıyla elde edilen veriler izelge 6.5'te yer almaktadır.

Çizelge 6.5. 7 bar basınçta elde edilen veriler.

Sistem Basıncı (bar)	Motor Devri (d/d)	Motor Torku (Nm)	Motor Gücü (W)	Taşıt Hızı (km/h)
7	37,4	452,5	1772,3	6,3

6.3.6. Sistem Basıncı 8 Bar İçin Yapılan Deney ve Sonuçları

Sistem basıncının 8 bar olarak ayarlanmasıyla elde edilen veriler izelge 6.6'da yer almaktadır.

Çizelge 6.6. 8 bar basınçta elde edilen veriler.

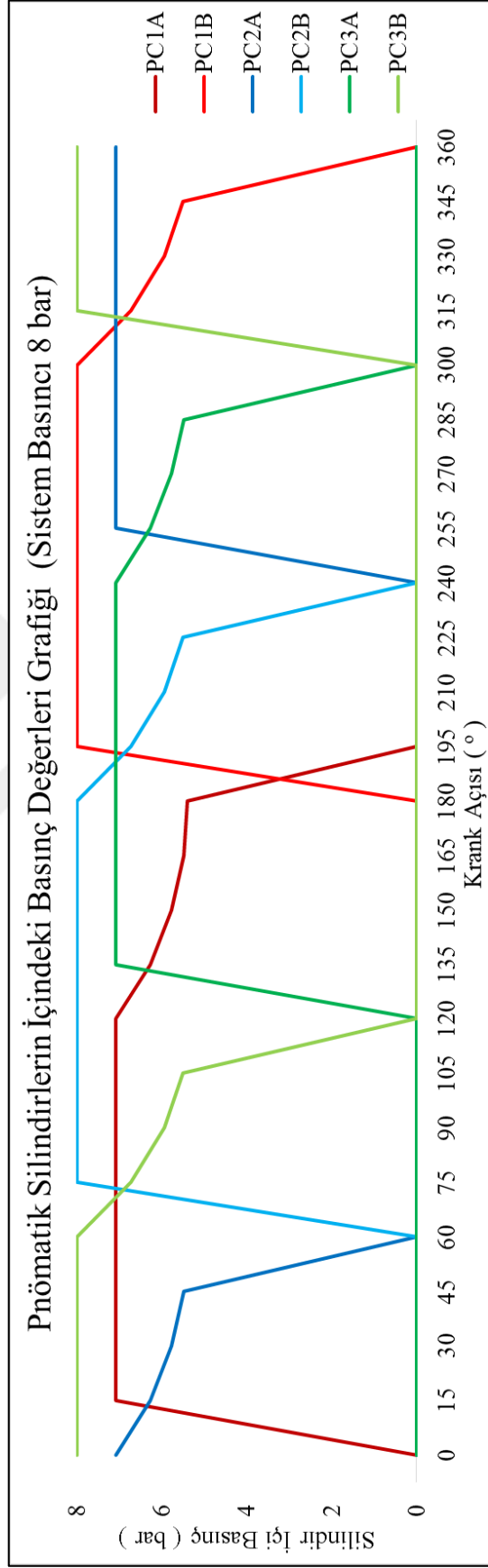
Sistem Basıncı (bar)	Motor Devri (d/d)	Motor Torku (Nm)	Motor Gücü (W)	Taşıt Hızı (km/h)
8	41,5	509,1	2212,4	7,1

6.4. SİSTEM BASINCININ 3-8 BAR ARALIĞINDA OLUŞAN DEĞERLER VE GRAFİKLERİ

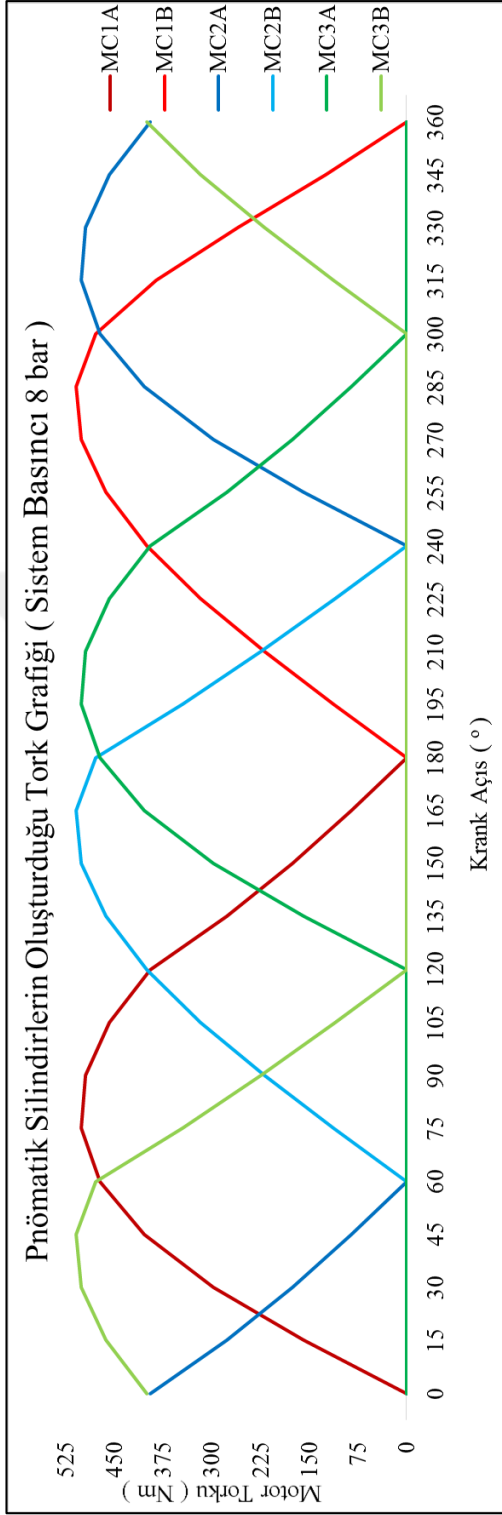
Pnömatik motorun, 8 bar sistem basıncında yapılan deneyler ve hesaplamalar sonucunda, pnömatik silindirin itme ve çekme yönündeki hava basınçları Şekil 6.13'te, motor torku Şekil 6.14'te, motor gücü ise Şekil 6.15'teki grafiklerde görülmektedir.

Şekil 6.13'te; PC1A, 1'inci pnömatik silindirin A girişine verilen basınçlı havanın gösterge basıncını, PC1B ise B girişine verilen basınçlı havanın gösterge basıncını ifade etmektedir. PC2A, 2'nci pnömatik silindirin A girişine verilen basınçlı havanın gösterge basıncını, PC2B ise B girişine verilen basınçlı havanın gösterge basıncını ifade etmektedir. PC3A, 3'üncü pnömatik silindirin A girişine verilen basınçlı havanın gösterge basıncını, PC3B ise B girişine verilen basınçlı havanın gösterge basıncını ifade etmektedir. Şekil 5.17'deki görülen pnömatik silindir hava girişlerinin basınçları üst üste getirildiğinde, tasarlanmış olduğumuz motorun silindir içi basınçları 8 bar sistem basıncı için aşağıdaki Şekil 6.13'te görüldüğü gibi gerçekleşmiştir.

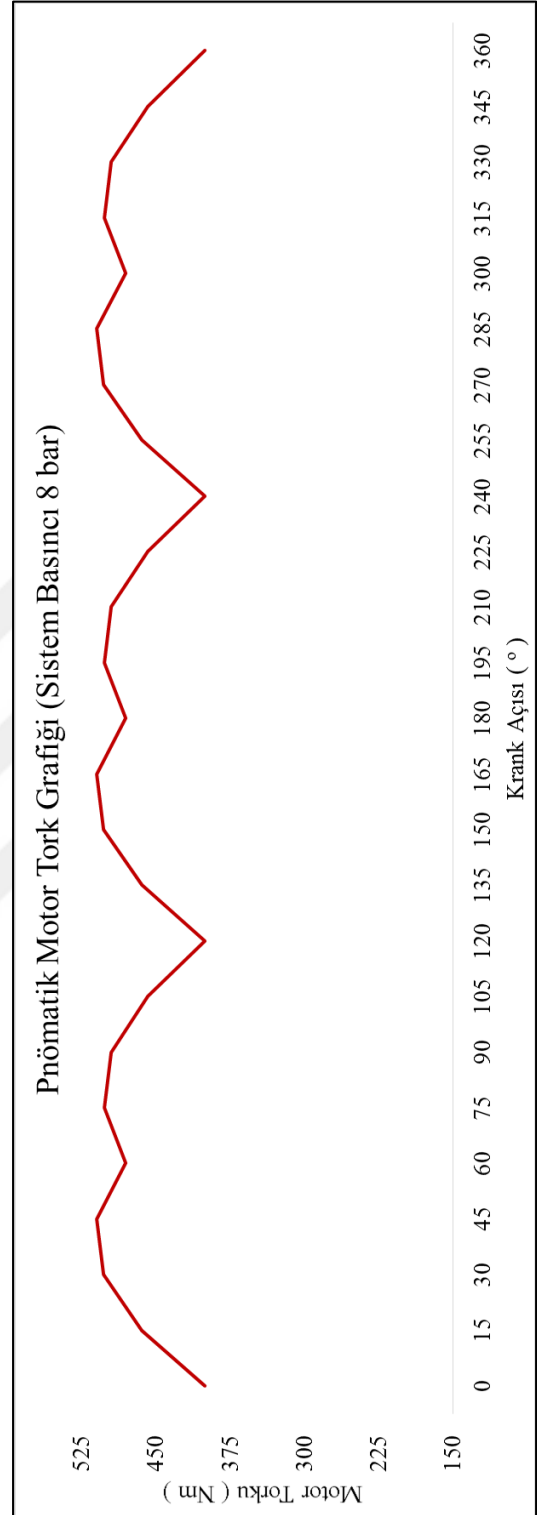
Şekil 6.14 (a)'da; Mc1A, 1'inci pnömatik silindirin itme kuvvetinin krank üzerinde oluşturduğu torku, Mc1B ise çekme kuvvetinin krank üzerinde oluşturduğu torku ifade etmektedir. Mc2A, 2'nci pnömatik silindirin itme kuvvetinin krank üzerinde oluşturduğu torku, Mc2B ise çekme kuvvetinin krank üzerinde oluşturduğu torku ifade etmektedir. Mc3A, 3'üncü pnömatik silindirin itme kuvvetinin krank üzerinde oluşturduğu torku, Mc3B ise çekme kuvvetinin krank üzerinde oluşturduğu torku ifade etmektedir. Şekil 6.14 (b)'de sistem basıncı 8 bar olarak ayarlandığında, pnömatik silindirlerin itme ve çekme kuvvetleri ile pnömatik silindir doğrultularının krank merkezine dik uzaklığını döndürmesiyle oluşan pnömatik motor torku grafiği görülmektedir. Şekil 6.14 (b)'deki motor tork eğrisine bakıldığında, MDI'nin ürettiği CAE;nin tork eğrisi Şekil 3.18'deki şekle yakın bir grafik elde edilmiştir.



Şekil 6.13. 8 bar basınçta pnömatik silindir içi basınç grafiği.



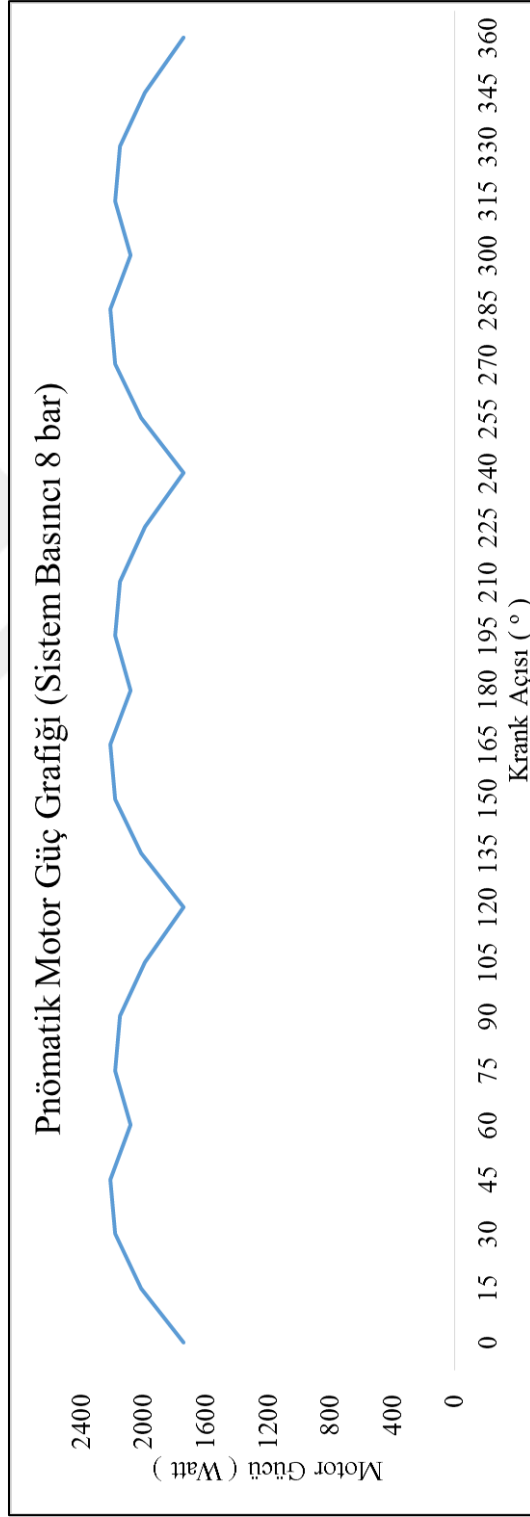
(a)



(b)

Şekil 6.14. 8 bar basınçta pnömatik motor tork grafiği.

Şekil 6.15'te ise pnömatik silindirlerin 8 bar sistem basıncında, pnömatik motorun 41,5 d/d devrinde elde edilen motor gücünü krank açısına göre değerleri görülmektedir.



Şekil 6.15. 8 bar basınçta pnömatik motor güç grafiği.

Pnömatik motor, 8 bar sistem basıncında 509 Nm maksimum tork ile 41,5 d/d döndürülerek, elde edilen 2212,4 W güç, krank açısının $76,1^{\circ}$ ve $283,9^{\circ}$ olduğu noktalarda oluşmuştur. Şekil 6.14 ve Şekil 6.15 incelendiğinde, minimum olduğu krank açılarının 120° , 240° ve 360° olduğu noktalardır. Ancak yine de bu noktalarda 340 Nm tork ile 1460 W güç üretildiği görülmektedir.

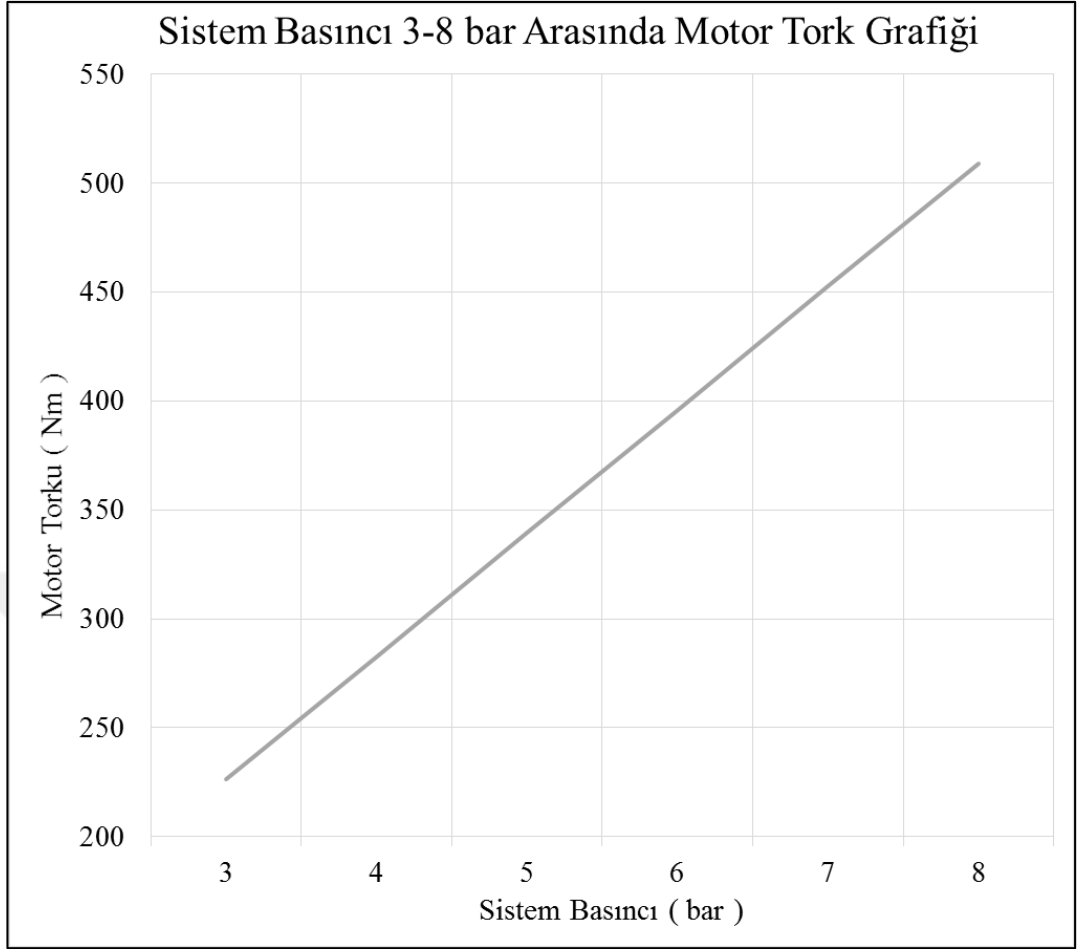
Gösterge basıncının 3-8 bar aralığında elde edilen deney sonuçları Çizelge 6.7’de yer almaktadır.

Çizelge 6.7. 3-8 bar basınçta elde edilen tüm veriler.

Sistem Basıncı (bar)	Motor Devri (d/d)	Motor Torku (Nm)	Motor Gücü (W)	Taşıt Hızı (km/h)
3	27,8	226,3	658,7	4,7
4	31,8	282,8	941,8	5,4
5	32,3	339,4	1148	5,5
6	33,8	395,9	1401,5	5,7
7	37,4	452,5	1772,3	6,3
8	41,5	509,1	2212,4	7,1

6.4.1. Tork Grafiği

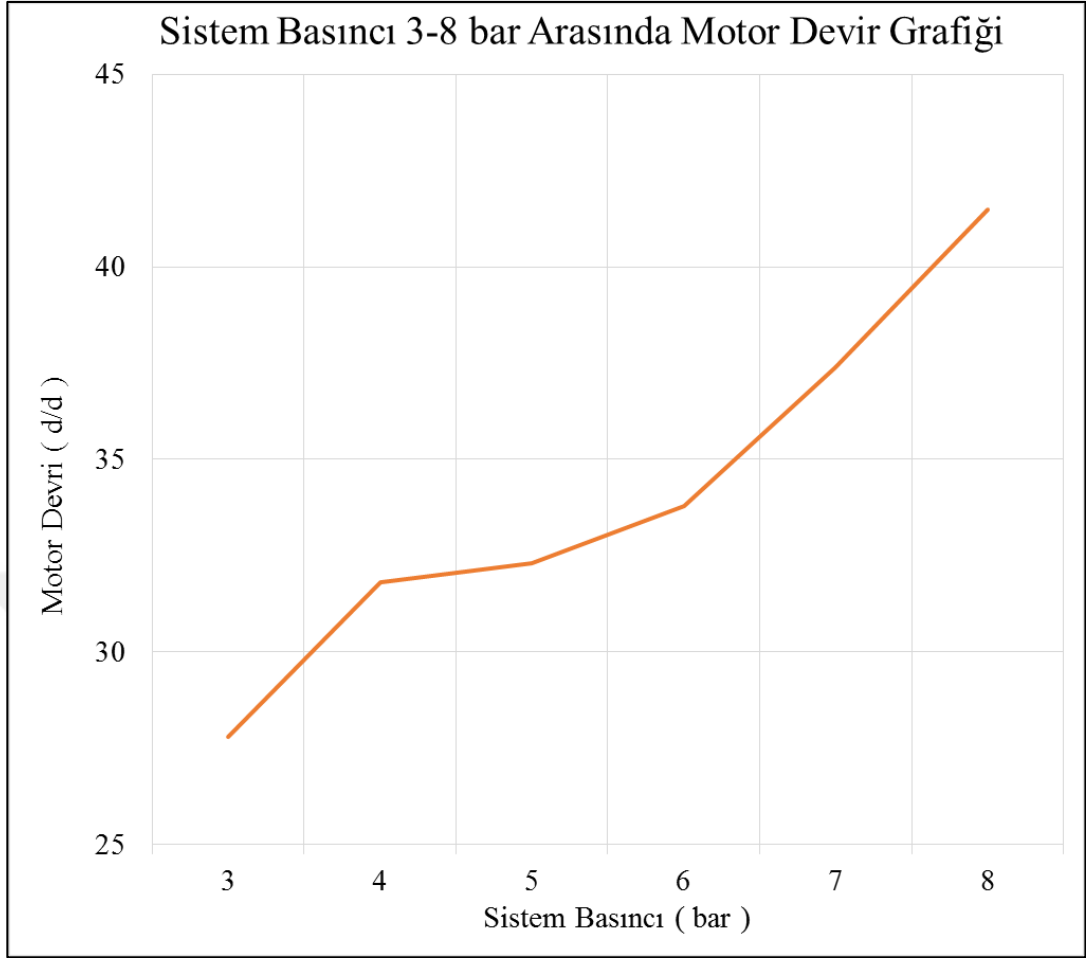
3-8 bar sistem basıncında elde edilen tork değerleri Şekil 6.16’da görüldüğü gibi, basınç arttıkça tork da artmaktadır. 3 bar basınçta tork 226,3 Nm iken 8 bar basınçta tork 509,1 Nm olmuştur.



Şekil 6.16. 3-8 bar basınçta elde edilen tork grafiği.

6.4.2. Devir Grafiği

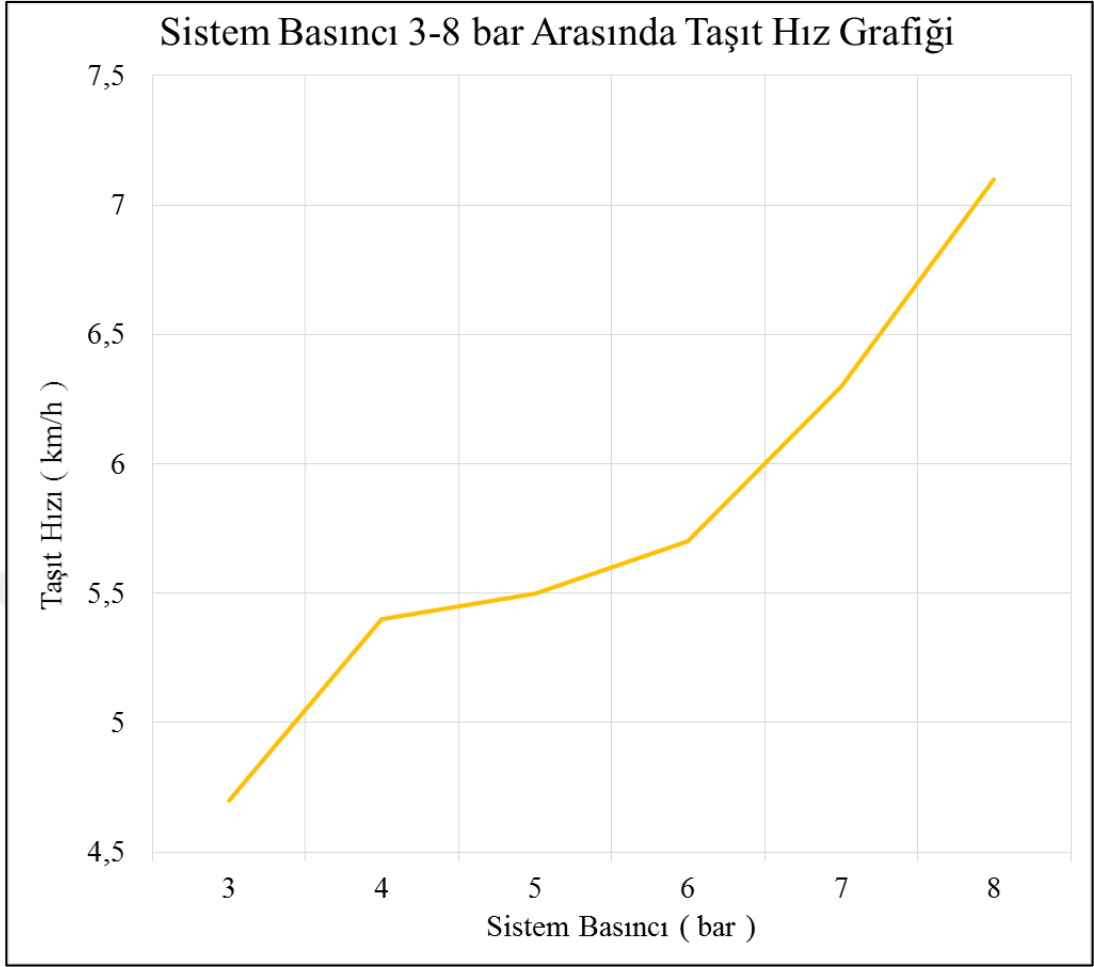
3-8 bar sistem basıncında elde edilen devir değerleri Şekil 6.17’de görüldüğü gibi, basınç arttıkça devir de artmaktadır. 3 bar basınçta devir 28 d/d iken 8 bar basınçta devir 42 d/d olmuştur.



Şekil 6.17. 3-8 bar basınçta elde edilen devir grafiği.

6.4.3. Taşıt Hız Grafiği

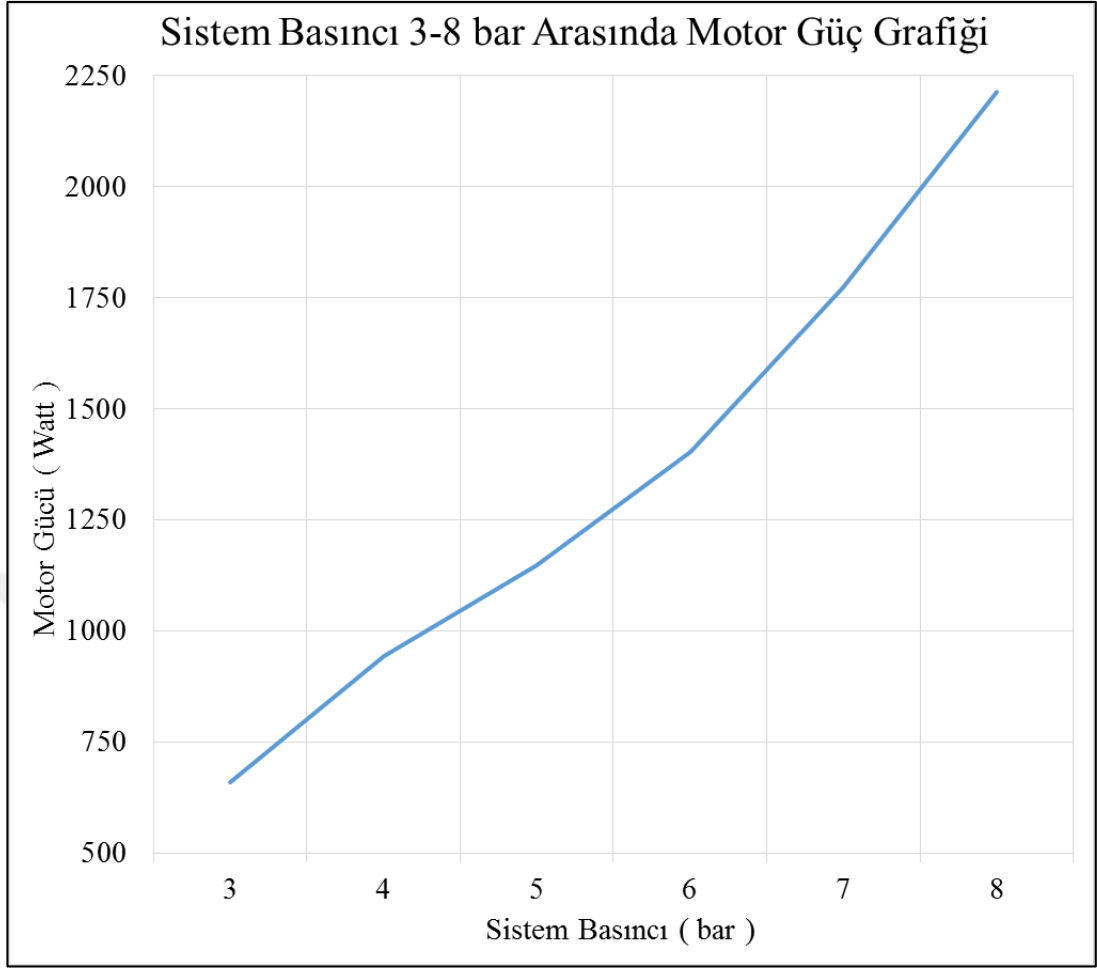
3-8 bar sistem basıncında elde edilen taşıt hızı değerleri Şekil 6.18'de görüldüğü gibi, basınç artıkça taşıt hızı da artmaktadır. 3 bar basınçta taşıt hızı 4,7 km/h iken 8 bar basınçta 7,1 km/h ölçülmüştür.



Şekil 6.18. 3-8 bar basınçta elde edilen taşıt hızı grafiği.

6.4.4. Motor Güç Grafiği

Sistem basıncının 3-8 bar aralığında elde edilen motor gücü değerleri Şekil 6.19'da görüldüğü gibi, basınç arttıkça motor gücü de artmaktadır. 3 bar basınçta motor gücü 658,7 W iken, 8 bar basınçta 2212,1 W olmuştur.



Şekil 6.19. Sistem basıncı 3-8 bar arasında motor güç grafiği.

BÖLÜM 7

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada basınçlı hava ile çalışan pnömatik motor ve tek kişilik bir taşıtın tasarımı ve imali gerçekleştirilmiştir. Pnömatik motordan, 8 bar basınçta 42 d/d'da 2212,1 W güç elde edilmiştir.

Motor torku, sistem basıncı 3 bar iken 226,3 Nm olarak elde edilmiş, sistem basıncının 8 bar'a yükseltilmesiyle 509,1 Nm'ye çıkmıştır. Motor devri, sistem basıncı 3 bar iken 27,8 d/d, sistem basıncının 8 bar'a yükseltilmesiyle 41,5 d/d ölçülmüştür. Taşıt hızı da, sistem basıncı 3 bar iken 4,7 km/h'a, sistem basıncının 8 bar'a yükseltilmesiyle 7,1 km/h'a ulaşmıştır.

Taşıtın şehir içi hızlarda kullanılması, daha uzun menzile ulaşması ve istenilen motor torku ve gücünün kontrolünü sağlayabilmek için aşağıdaki önerilerde bulunulmuştur.

1. Prototipi imal edilen taşıtın şehir içi kullanıma uygun hız yapmasını sağlayan vites kutusu tasarlanmasıyla tork ve hız artışı sağlanabilir.
2. Taşıtın daha uzun menzile ulaşması için, hava deposu olarak kullanılan tankın basınç, hacim, hafiflik ve dayanım yönünden iyileştirilmesi ve hava tankının kapasitesinin artırılması yararlı olabilir.
3. Pnömatik motor ve taşıt deneylerinde sistem basıncı, pnömatik devrede bulunan şartlandırıcı ve basınç ayar regülatörleri ile elle ayarlanmıştır. Pnömatik pedallı valf, motorda kullanılan basınçlı havanın yolunu açması ve kapatması için kullanılmıştır. Pnömatik motor torku ve gücü, sistem basıncının değişimi ile artmış ve azalmıştır. Sistemde kullanılan basıncın ayakla kumanda edilerek değiştirilmesini sağlayan özel gaz pedalı tasarlanmasıyla pnömatik motorun tork ve güç kontrolü sağlanabilir.

Tankın hava kapasitesinin ve basıncının artırılmasıyla motor devri, torqu ve gücünde önemli artışlar beklenmektedir. Ayrıca kapasitenin artırılmasıyla taşıt menzilin de artması öngörölmüştür.

Şehir içi kullanıma uygun pnömatik motorlu tek kişilik taşıtın ulaşım da değerlendirilmesiyle yakıt masraflarının ve kirletici emisyonların en aza indirileceği beklenmektedir.



KAYNAKLAR

1. Çetinkaya, S., “Taşıt Mekaniği”, *Nobel Yayın Dağıtım Ltd. Şti.*, Ankara, 10-20 (1995).
2. Yüce, A., “Günümüzde otomotiv teknolojisi”, *Panel Matbaacılık Ltd. Şti.*, İstanbul, 5-89 (1997).
3. İnternet Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi Derneği, “Dünya Enerji Görünümü 2018”, <https://www.dunyaenerji.org.tr> (2017).
4. Anonim, “Dış ekonomideki Gelişmeler” *Türkiye Cumhuriyeti Merkez Bankası*, 1-14 (2004)
5. İstanbul Ticaret Odası, “Rüzgar Enerjisi”, *Su Matbaacılık Ltd. Şti.*, İstanbul, 15-33 (2001).
6. İnternet : “X-by-Wire, New Technologies for 42 V Bus Automobile of the Future”, http://www.me.sc.edu/Research/AARG/honors_%0Athesis.pdf (2005).
7. Çetinkaya, S., “Taşıt Mekaniği” , *Nobel Yayın Dağıtım*, Ankara, 8-10 (1999).
8. Schwarz, M., “Environmental and safety engineering” , *Report Ford Motor Company*, Chichago, 65-84 (1997).
9. Kahraman, N., Akansu, S., O., “Otto Motorlarına LPG Dönüşümü Yapılmasının Ekonomik Analizi”, *Niğde Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 1: 105-109 (1997).
10. Vorst, W., D.V., Finegold, J.G., “Automotive hydrogen engines and on board storage methods”, *Hydrogen Energy Fundamentals*, 15: 111-120, Miami Beach (1975).
11. Ültanır, M.Ö., “Temiz enerji olarak hidrojen yakıtı ve teknolojisi”, *Türkiye 7. Enerji Kongresi Teknik Oturum Tebliğleri*, Ankara, 32-41 (1997).
12. Han, D.C., “Hybrid electric vehicle”, *Electric Vehicle Symposium 19 Proceedings*, Busan, 72-80 (2002).
13. Kellaway, M.J., “Hybrid buses wha ttheir batteries really need to do”, *Journal of Power Sources*, 186: 95-98 (2007).
14. Tsuchiya, H., “Innovative renewable energy solutions for hydrogen vehicles”, *International Journal of Energy Research*, 32: 396-378 (2008).
15. Chan, C., C., “Thestate of the art of electric and hybrid vehicles”, *Proceedings of the IEEE*, 90: 247-275 (2002).

16. Kalhammer, R.,Kozawa, A., Moyer, C., Owens, B., “Performance and availability of batteries for electric vehicles” , **Report of the Battery Technology Advisory Panel**, California, 23-37 (1995).
17. Sundström, O.,Guzella, L., Soltic, P., “Optimal hybridization in two paralel hybrid electric vehicles using dynamic programming” , **In Proceedings of the 17 t IFAC World Congress**, Seoul, 60-66 (2008).
18. Barbir, F.,Yazici, S., “Status and development of PEM fuel cellte chnology” , **International Journal of Energy Research**, 32: 378-383 (2008).
19. Çatak, E., “Pnömatik Sistemlerde Basınçlı Havanın Hazırlanması” , **III. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi**, 289-306 (2003).
20. Plummer, M.C.,Ordonez, C. A., Reidy, R.F., “Reidy, R. F., “A Rewiew Of Liquid Nitrogen Propelled Vehicle Programs in the USA” , **Bulletin of the Kharkov National Automobileand Highway University**, 12 (13): 47-52 (2000).
20. Plummer, M.C., Ordonez, C. A., Reidy, R.F., “Reidy, R. F., “A Rewiew Of Liquid Nitrogen Propelled Vehicle Programs In The USA” , **Bulletin of the Kharkov National Automobile and Highway University**, 12 (13): 47-52 (2000).
21. Turenko, A. N.,Pyatak, A. I., Kudryavtsev, I. N., Timchenko, I. I., Jadan, P.V., “Ecologic Ally Clean Cryogenic Transport: Modern State Of Problem” , **Automobile Transport**, 12 (13): 42-47 (2000).
22. Turenko, A. N., Pyatak, A. I., Kudryavtsev, I. N., Timchenko, I. I., Jadan, P.V., “Pneumatic Power Plants For Ecologically Clean Transport Vehicles” , **Automobile Transport**, 7 (8): 193-197 (2001).
23. Bogomolov, V. A.,Kudryavtsev, I. N., Pyatak, A. I., Bondarenko, S. I. Plummer, M.C., “Development Of The New Croyogenic Technologies For Prospective Kinds Of Automobile Transport” , **Automobile Transport**, 12: 5-7 (2003).
24. Kudryavtsev, I. N.,Kulik, A. P., Plummer, M. C., Pyatak, A. I., Tochtar, G.I., “Croyogenic Vehicle - Nonpolluting Vehicle For Cities” , **Int. Conf. Trasport Ecology-stable Development**, 101-107 (2003).
25. Sağır T.“Pnömatik Motor Tasarımı ve Prototipinin İmalatı” , Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 2006
26. Güneş H, “Bir Pnömatik Motor Kontrol Sisteminin Teorik ve Deneysel Analizi” , Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, (2012)
27. Küçük B.. ”Pnömatik Motor İle Tahrik Edilen DA Jeneratörü Çıkış Geriliminin Kontrolü” , Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, (2007)

28. Babaarslan N., "M1 Kategorisi Elektrikli Spor Araç İçin Yeni Bir Şasi Tasarımı ve Üretimi", Yüksek Lisans Tezi, *Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, (2014)
29. Soyözen T., "M1 Sınıfında Elektrikli Spor Bir Aracın Gövdesinin Tasarımı ve Üretimi", Yüksek Lisans Tezi, *Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 2014
30. Demircioğlu T., K., "Bir Araç Modelinin Aerodinamik Analizi ve Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Simülasyonu", Yüksek Lisans Tezi, *Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Balıkesir, (2007)
31. Gökşenli A., "Matematik Modelleme Yardımıyla Taşıt Tasarımının Analizi ve Optimizasyonu", *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (2008).
32. S., Brant, B. Leitman, "Build Your Own Electric Vehicle", *2nd d.:Mc Graw Hill*, 2009.
33. Hodkinson R., Fenton J., "Lightweight Electric/Hybrid Vehicle Design", *Butterworth Heinemann*, (2001).
34. Nunney M. J., "Light and Heavy Vehicle Technology", *Fourth edition, Butterworth Heinemann*, (2007).
35. Larminie, J., Lowry, J., "Electric Vehicle Technology Explained", *John Wiley & Sons Ltd.*, (2003).
36. İnternet : Tesla Motors, <http://www.teslamotors.com> (2014).
37. Larminie, J., Lowry, J., "Electric Vehicle Theory Explained", *John Wiley & Sons Ltd.*, (2003).
38. İnternet : Gelir İdaresi Başkanlığı, <http://www.gib.gov.tr> (2014).
39. İnternet : Renault, "Fluence And Fluence Z.E. Life Cycle Assessment", <https://group.renault.com> (2018).
40. "State of Charge: Electric Vehicles' Global Warming Emissions and Fuel-Cost Savings Across The United States", *Union of Concerned Scientists*, (2012).
41. Han, D.C., "Hybrid Electric Vehicle", *Electric Vehicle Symposium 19 Proceedings*, Busan, 72-80 (2002).
42. Kellaway, M.J., "Hybrid Buses What Their Batteries Really Need To Do", *Journal of Power Sources*, 186: 95-98 (2007).
43. Tsuchiya, H., "Innovative Renewable Energys Solutions For Hydrogen Vehicles", *International Journal of Energy Research*, 32: 396-378 (2008).

44. Chan, C., C., “The State Of The Art Of Electric And Hybrid Vehicles”, *Proceedings Of The IEEE*, 90: 247-275 (2002).
45. İnternet : “Hibrit Motor Nedir?”, <https://www.ensonhaber.com/hibrit-motor-nedir.html>, (2017).
46. İnternet : “Hibrit Motor Teknolojisi”, <https://www.mobil1.com.tr>, (2018).
47. İnternet: “Toyota Hibrit Teknolojisi”, <https://otomobilteknoloji.blogspot.com>, (2018).
48. İnternet : “Karma Hibrit Elektrikli Araçlar”, <https://www.ototeknikveri.com>, (2018).
49. İnternet : “Karma Hibrit Motor Sistemi”, <http://www.turkcadcam.net>, (2018).
50. İnternet : “Hybrid Air Technology”, <https://www.eta.co.uk/2013/01/25/peugeot-citroen-to-sell-cars-that-run-on-thin-air/>, (2017).
51. İnternet : “Hybrid Air Technology”, <https://www.hybridcars.com/citroen-to-launch-hybrid-air-technology/>, (2017).
52. İnternet : “Hybrid Air Motor Teknolojisinin Bileşenleri”, https://www.researchgate.net/figure/Powertrain-e-particolari-della-Peugeot-2008-Hybrid-air-psa-peugeot-citroencom_fig11_272099398, (2018).
53. Barbir, F., Yazici, S., “Status And Development Of PEM Fuel Cell Technology”, *International Journal of Energy Research*, 32: 378-383 (2008).
54. İnternet : “Teknoloji Projeleri, Yakıt Pilleri”, <https://teknolojirojeleri.com>, (2019).
55. İnternet : “Yakıt Pilleri Motor Bileşenlerinin Araçtaki Yerleri”, <https://www.semanticscholar.org/paper/Modeling-and-Validation-of-a-Fuel-Cell-Hybrid-Ogburn-Nelson/bcbc304b9fefc9108273388c74bc262743fddb83>, (2018).
56. İnternet : “İçten Yanmalı Motor İle Yakıt Pilleri Motor Arasındaki Fark”, http://autocaat.org/Technologies/Fuel_Cells/, (2018).
57. İnternet : “Yakıt Pilleri Motor Sisteminin Enerji Kullanımı”, <https://www.semanticscholar.org/paper/Modeling-and-Validation-of-a-Fuel-Cell-Hybrid-Ogburn-Nelson/bcbc304b9fefc9108273388c74bc262743fddb83>, (2018).
58. İnternet : “Working of an Compressed Air Vehicle by Tadpole Design A Review”, https://www.researchgate.net/publication/316046061_Working_of_an_Compressed_Air_Vehicle_by_Tadpole_Design_A_Review, (2018).

59. İnternet : <https://contest.techbriefs.com/2013/entries/sustainable-technologies/3097>, (2017).
60. İnternet : “Deflating The Air Car”, <https://spectrum.ieee.org/energy/environment/deflating-the-air-car>, (2018).
61. İnternet : “Compressed Air Engine”, <http://www.air-volution.com.au/technology/compressed-air-engine/>, (2017).
62. İnternet : “Compressed Air Engine”, <https://www.mdi.lu>, (2016).
63. İnternet : “Di Pietro Rotary Air Engine”, <http://engineair.com.au/>, (2016).
64. İnternet : “Race Car Safety And Design”, <https://www.buildyourownracecar.com/race-car-safety-and-design/>, (2018).
65. İnternet : “HANS Cihazı”, <http://www.sonsektor.com/haberler/hansin-mucidi-hayatini-kaybetti-55007/>, (2018)
66. Caputo, F., Di Gironimo, G., Monacelli, G., Sessa, F., , “The Design Of A Virtual Environment For Ergonomic Studies”, *XII ADM International Conference*, September 5th-7th, (2001).
67. Sabancı, A., “Ergonomi”, *Baki Kitapevi*, Seyhan-Adana, (1999).
68. İnternet : “Otomobil İç Mekan Tasarımı”, <http://www.turkcadcam.net/rapor/oto-ic-mekan-entas/index.html>, (2018).
69. İnternet : Asatekin, M., “Otomotiv sanayiinde endüstriyel tasarım”, Türkiye Makine Mühendisleri Odası, IX. Otomotiv ve Yan Sanayii Sempozyumu”, <http://www.TurkCADCAM.net/rapor/otomotiv-entas>, (2006).
70. Akın, G., Gültekin, T., “Ergonomik Otomobil Sürücü Koltuğu Tasarımı ve Bu Tasarımda Antropometrik Ölçüler”, *6. Ergonomi Kongresi Milli Produktivite Merkezi Yayınları*, (1998).
71. İnternet : “ Ergonomik Koltuk Tasarımı”, http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/ergonomi/ergonomik_koltuk_tasarimi.htm, (2015).
72. Murata, A., Moriwaka, M., “Ergonomics Of Steering Wheel Mounted Switch-How Number And Arrangement Of Steering Wheel Mounted Switches Interactively Affects Performance” *International Journal of Industrial Ergonomics*, 3, 177-184, (2005).
73. İnternet : “Fiat Idea Gösterge Konumu”, www.fiat.com.tr/idea_genel.htm, (2016).
74. İnternet : “How To Adjust Driving Position”, <http://eddiejackman.com/how-to-adjust-driving-position-part-2/>, (2018).

75. İnternet : “Driver Seats”, <https://www.ccohs.ca/oshanswers/ergonomics/driving.html>, (2018).
76. İnternet : “Race Car Driver Ergonomics And Design”, <https://www.buildyourownracecar.com/race-car-driver-ergonomics-and-design>, (2018).
77. İnternet : “Building A Rave Car”, <https://sites.tufts.edu/humanfactorshiyuwang/2018/04/24/building-a-race-car/> , (2017).
78. Kumar H. , Patnaik P.R. , “A Textbook For Vocational And Diploma Students Of Mechanical Engineering”, *A Text Book On Automobile Chassis and Body Engineering*, (2007).
79. Wan, M., "Different Types of Chassis", *AutoZine Technical*, (1998).
80. İnternet : “Safety Roll Cage”, <https://www.zrtmotorsport.com/safety-roll-cage/>, (2017).
81. İnternet : “Tube By Tube”, <https://www.customcages.co.uk/about/tube-by-tube>, (2018).
82. İnterhet: “Safety 21 Roll Cage”, https://www.cusco.co.jp/en/catalog/safety_21_rollcage.html, (2017).
83. İnternet: “Roll Cage”, <https://gt4-play.co.uk/shop/cusco-d1-40-chromoloy-roll-cage>, (2017).
84. İnternet: “8 Point Rollbar Mustang Install”, [https:// www.americanmuscle.com/8point-rollbar-7993-mustang-install-guides.html](https://www.americanmuscle.com/8point-rollbar-7993-mustang-install-guides.html), (2018).
85. İnternet: Roll Cage”, <https://bangshift.com/general-news/tech-stories/roll-cage-roll-bar-vs-roll-cage-show-whats/>, (2018).
86. İnternet: “Smart Car”, <https://www.youtube.com/watch?v=nBzD-skWMA4>, (2018).
87. Karacan İ., “Hidrolik ve Pnömatik”, *Bizim Büro Basımevi*, Ankara, (2003).
88. Şeker U., Özdemir, A., “Mekanizma Tekniği”, *Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi*, 1994.
89. Dönmez, A., “Hava Tüketiminin Azaltılması İçin Pnömatik Elemanlar Ve Devre Tasarımı”, *Makine Mühendisleri Odası Uluslararası Katılımlı I. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi*, İstanbul, 2006.
90. Kasaplar, M., “Kompakt Yapıdaki Pnömatik Silindirlerde Yüksek Kuvvet Elde Edilmesi ve Hava Tasarrufu”, *Makine Mühendisleri Odası Uluslararası Katılımlı VII. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi*, İstanbul, (2014).

91. İnternet : <https://www.festo-didactic.com/tr-tr/destek/yazilim/fluidsim-pnoematik/fluidsim-p-4.0.htm>, (2018).





EK AÇIKLAMALAR
HESAPLAMALARDA KULLANILAN DEĞERLER

Çizelge Ek 1. Hesaplamalarda kullanılan değerler.

Pnömatik Silindirelerin Doğrultularının Krank Merkezine Dik Uzaklıklar (mm)																									
$\Theta_{k,nnk}$	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180	195	210	225	240	255	270	285	300	315	330	345	360
r_{c1}	0	61,3	115,3	156,8	183,3	194,4	191,8	177,3	153,0	121,2	83,8	42,8	0	42,8	83,8	121,2	153,0	177,3	191,8	194,4	183,3	156,8	115,3	61,3	0
r_{c2}	153,0	121,2	83,8	42,8	0	42,8	83,8	121,2	153,0	177,3	191,8	194,4	183,3	156,8	115,3	61,3	0	61,3	115,3	156,8	183,3	194,4	191,8	177,3	153,0
r_{c3}	153,0	177,3	191,8	194,4	183,3	156,8	115,3	61,3	0	61,3	115,3	156,8	183,3	194,4	191,8	177,3	153,0	121,2	83,8	42,8	0	42,8	83,8	121,2	153,0
Pnömatik Silindirelerin İç Basınçları (Sistem Basıncı 8 bar)																									
$\Theta_{k,nnk}$	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180	195	210	225	240	255	270	285	300	315	330	345	360
PC1A		7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	6,3	5,8	5,5	5,4												
PC1B														8	8	8	8	8	8	8	8	7,5	6,9	6,2	5,5
PC2A	7,1	6,3	5,8	5,5														7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1
PC2B						8	8	8	8	7,1	7,1	7,1	7,1	6,7	5,9	5,5									
PC3A																									
PC3B	8	8	8	8	8	6,7	5,9	5,5														8	8	8	8
Pnömatik Silindirelerin Boyları (mm)																									
$\Theta_{k,nnk}$	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180	195	210	225	240	255	270	285	300	315	330	345	360
LC1	665,0	673,5	698,0	735,2	781,0	831,2	881,9	929,8	972,3	1007,4	1033,5	1049,6	1055,0	1049,6	1033,5	1007,4	972,3	929,8	881,9	831,2	781,0	735,2	698,0	673,5	665,0
LC2	972,3	1007,4	1033,5	1049,6	1055,0	1049,6	1033,5	1007,4	972,3	929,8	881,9	831,2	781,0	735,2	698,0	673,5	665,0	673,5	698,0	735,2	781,0	831,2	881,9	929,8	972,3
LC3	972,3	929,8	881,9	831,2	781,0	735,2	698,0	673,5	665,0	673,5	698,0	735,2	781,0	831,2	881,9	929,8	972,3	1007,4	1033,5	1049,6	1055,0	1049,6	1033,5	1007,4	972,3
Pnömatik Silindirelerin Dikey Eksenle Yaptığı Açılar (°)																									
$\Theta_{k,nnk}$	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180	195	210	225	240	255	270	285	300	315	330	345	360
β_{c1}	0	4,3	8	10,8	12,5	13,1	13,8	11,7	10	7,9	5,4	2,8	0	2,8	5,4	7,9	10	11,7	13,8	13,1	12,5	10,8	8	4,3	0
β_{c2}	10	7,9	5,4	2,8	0	2,8	5,4	7,9	10	11,7	13,8	13,1	12,5	10,8	8	4,3	0	4,3	8	10,8	12,5	13,1	13,8	11,7	10
β_{c3}	10	11,7	13,8	13,1	12,5	10,8	8	4,3	0	4,3	8	10,8	12,5	13,1	13,8	11,7	10	7,9	5,4	2,8	0	2,8	5,4	7,9	10
Pnömatik Silindirelerin İtme ve Çekme Yönlerinde Basınçlı Hava Verilen Maksimum Hacim (Litre)																									
$\Theta_{k,nnk}$	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180	195	210	225	240	255	270	285	300	315	330	345	360
Vc1A	0,0156	0,0421	0,1184	0,2343	0,3770	0,5334	0,6914	0,8406	0,9730				0,0140	0,0291	0,0742	0,1474	0,2457	0,3648	0,4990	0,6410	0,7817				
Vc1B													0,0156	0,0421	0,1184	0,2343	0,3770	0,5334	0,6914	0,8406	0,9730				
Vc2A					0,0140	0,0291	0,0742	0,1474	0,2457	0,3648	0,4990	0,6410	0,7817				0,0156	0,0421	0,1184	0,2343	0,3770	0,5334	0,6914	0,8406	0,9730
Vc2B																									
Vc3A									0,0156	0,0421	0,1184	0,2343	0,3770	0,5334	0,6914	0,8406	0,9730								
Vc3B	0,2457	0,3648	0,4990	0,6410	0,7817									0,0140	0,0291	0,0742	0,1474	0,2457	0,3648	0,4990	0,6410	0,7817	0,9730	1,1474	1,2457

ÖZGEÇMİŞ

Ahmet GÜNEY, 18 Mart 1977 tarihinde Bartın İli Ulus İlçesi Çubuklu Köyü'nde doğdu. İlkokulu Zonguldak Merkez Mithat Paşa 100. Yıl İlkokulu'nda, Ortaokulu Zonguldak İmam-Hatip Lisesi'de (orta kısım), Liseyi Zonguldak Teknik ve Endüstri Meslek Lisesi Elektronik-Bilgisayar bölümünde (Teknik Lise kısmı), Ön lisans Sakarya Üniversitesi Hendek MYO Bilgisayar Programcılığı bölümünde, Lisans eğitimini de Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Karabük Teknik Eğitim Fakültesi'nde başlayıp Karabük Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Öğretmenliği bölümünde tamamladı. Evli ve 3 çocuk babası Ahmet GÜNEY, halen Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans eğitimine devam etmekte olup, Karabük Mesleki Eğitim Merkezi'nde Motorlu Araçlar Teknolojisi Öğretmeni ve Şef olarak görev yapmaktadır.