

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİNE GİRİŞ:

Temel İlkeler ve Taşıt Sistemleri

Dr. Öğr. Üyesi Oğuz Kürşat DEMİRCİ



OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİNE GİRİŞ

Temel İlkeler ve Taşıt Sistemleri

Dr. Oğuz Kürşat DEMİRCİ

yaz
yayınları

2026

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİNE GİRİŞ

Temel İlkeler ve Taşıt Sistemleri

Yazar: Dr. Öğr. Üyesi Oğuz Kürşat DEMİRCİ

ORCID NO: 0000-0003-1572-2607

© YAZ Yayınları

Bu kitabın her türlü yayın hakkı Yaz Yayınları'na aittir, tüm hakları saklıdır. Kitabın tamamı ya da bir kısmı 5846 sayılı Kanun'un hükümlerine göre, kitabı yayınlayan firmanın önceden izni alınmaksızın elektronik, mekanik, fotokopi ya da herhangi bir kayıt sistemiyle çoğaltılamaz, yayınlanamaz, depolanamaz.

ISBN 978-625-8926-53-8

Ekim 2026 - Afyonkarahisar

Dizgi/Mizanpaj: YAZ Yayınları

Kapak Tasarım: YAZ Yayınları

YAZ Yayınları. Yayıncı Sertifika No: 73086

M.İhtisas OSB Mah. 4A Cad. No:3/3
İscehisar/AFYONKARAHİSAR

www.yazyayinlari.com

yazyayinlari@gmail.com

"Bu kitapta yer alan görüş, içerik, kaynak, bulgu, tablo, şekil, görsel ve üretken yapay zekâ araçlarının kullanımından doğabilecek akademik, etik, telif, intihal, mali, hukuki ve cezai her türlü sorumluluk ilgili yazar(lar)a aittir. Editörler ve yayınevi bu hususlarda sorumluluk kabul etmez."

Önsöz ve ithaf

Bir otomobil, birbirinden bağımsız parçaların toplamından daha fazlasıdır. Motorun veya elektrik makinesinin ürettiği tork, aktarma organları üzerinden lastiğe ulaşır; lastik bu torku yol ile etkileşerek taşıt hareketine dönüştürür. Aynı anda fren, süspansiyon, gövde, elektronik ve yazılım sistemleri bu hareketin güvenli, konforlu ve verimli olmasına katkı verir. Otomotiv mühendisliğinin temel işi, bu ilişkileri birlikte değerlendirmek ve çoğu zaman birbiriyle çelişen hedefler arasında gerekçeli seçim yapmaktır.

Bu kitap, lisans öğreniminin başlangıcındaki öğrenciye taşıtın bütünü tanıtan bir temel sunar. Mekanik, termodinamik, elektrik ve kontrol bilgisi; parça adlarını ezberletmek yerine parçaların neden gerekli olduğunu açıklamak için kullanılır. İçten yanmalı motorlar, elektrikli ve hibrit tahrikle aynı mühendislik çerçevesinde ele alınır. Güvenlik, yazılım, deney, bakım ve çevresel değerlendirme ise tasarımın tamamlayıcı konuları olarak işlenir.

Okuyucunun temel cebir, grafik okuma ve lise düzeyinde fizik bilgisine sahip olması yeterlidir. Gerekğinde kullanılan büyüklükler ve birim dönüşümleri metin içinde açıklanır. Türev ve integralin fiziksel anlamından yararlanılır; ileri matematiksel çözüm tekniklerine girilmez. Her bölüm önce kavramı açıklar, sonra bir hesap veya karşılaştırma üzerinden uygulamaya geçirir.

Kitaptaki sayısal örnekler, aksi belirtilmedikçe öğrenme amacıyla tanımlanmış koşullara dayanır. Bu değerler belirli bir ticari taşıtın ölçülmüş performansı olarak okunmamalıdır. Basit bir modelin değeri, bütün ayrıntıları içermesinde değil, hangi etkiyi neden gösterdiğinin anlaşılmasındadır. Bu nedenle her hesapta kabuller, birimler ve sonucun geçerli olduğu koşullar üzerinde durulur.

Bölüm sonu soruları kavram, hesap ve mühendislik yorumu olmak üzere farklı düşünme biçimlerini geliştirir. Kitabın sonundaki cevap anahtarı, sayısal sonuçlarla birlikte çözüm yolunu da verir. Yoruma açık sorularda örnek yanıtlar sunulur; aynı fiziksel ilkeleri ve varsayımları doğru kullanan başka gerekçeli yanıtlar da geçerlidir.

Bu metin, bir taşıta özgü onarım el kitabı veya tip onay belgesi değildir. Özellikle fren, hava yastığı, yüksek gerilim, basınçlı yakıt ve enerji depolama sistemlerine yönelik uygulamalar; ilgili üretici dokümanı, uygun donanım ve yetkinlik gerektirir. Buradaki açıklamalar, bu sistemlerin mühendislik mantığını öğrenmek içindir.

Bu kitabı, otomotiv mühendisliği alanındaki akademik gelişimimde ve uzmanlık düzeyine ulaşmamda bilgi, tecrübe ve kıymetli yönlendirmeleriyle önemli katkılar sunan; başta Prof. Dr. Can Çınar, Prof. Dr. Hüseyin Serdar Yücesu, Prof. Dr. Murat Çetin, Prof. Dr. Hamit Solmaz ve Prof. Dr. Alper Calam olmak üzere, yetişmemde emeği bulunan tüm değerli hocalarıma; hayatımın her aşamasında sevgi, sabır ve destekleriyle yanımda olan kıymetli aileme saygı, minnet ve şükranlarımla ithaf ediyorum.

27 Nisan 2026

Kitabın kullanımı

Değerli mühendis adayları kitabı kullanırken önce bölümün öğrenme hedeflerini okuyun. Yeni bir parçayla karşılaştığınızda görevini, giriş ve çıkış büyüklüklerini ve başka hangi sistemlerle etkileştiğini belirleyin. Tanımı ezberlemek yerine bu üç ilişkiyi kendi cümlemlerinizle açıklayın.

Bir denklemi kullanmadan önce sistem sınırını çizin. Enerji hesabında yakıt deposunu mu, batarya uçlarını mı, tekerleği mi yoksa elektrik şebekesini mi esas aldığınızı yazın. Aynı taşıt için farklı sınırlar farklı verim değerleri verebilir; bu durum tek başına bir çelişki değildir.

Hesaplarda verilenleri SI birimlerine dönüştürün, denklemi sembolik olarak kurun ve ancak sonra sayısal değerleri yerleştirin. Sonucun birimini ve büyüklük mertebelerini kontrol edin. Gereksiz basamaklar yerine girdilerin duyarlılığına uygun yuvarlama kullanın.

Çözümlü örneği okuduktan sonra kitabı kapatıp aynı hesabı yeniden yapın. Ardından kütle, hız, verim veya çevre koşulu gibi tek bir girdiyi değiştirerek sonucun yönünü tahmin edin. Tahminle hesap uyuşmuyorsa işaretleri, birimleri ve model kabullerini yeniden değerlendirin.

Soruları cevap anahtarına bakmadan çözün. Kavramsal sorularda neden-sonuç bağı kurun; sayısal sorularda yalnız sonucu değil işlem sırasını da yazın. Tasarım sorularında önerinizi hangi ölçüm veya deneyle sınavacağınızı ekleyin.

Öğrenme yolu

1–3. bölümler sistemleri, temel hesapları ve motorun çalışma mantığını kurar. 4–9. bölümler yakıt, aktarma, dinamik, şasi, malzeme ve kontrol bilgisini geliştirir. 10–13. bölümler elektrikli tahrik, hibrit sistemler, güvenlik ve yazılımı ele alır. 14–15. bölümler tasarımın deneyle sınavmasını ve çevresel sonuçların birlikte değerlendirilmesini sağlar.

İçindekiler

Önsöz ve ithaf	2
Kitabın kullanımı	3
Şekiller	5
Resimler	6
Tablolar	7
Simgeler birimler ve kısaltmalar	8
1. Otomotiv mühendisliği ve taşıt sistemleri	10
2. Temel mekanik, termodinamik ve mühendislik hesapları	17
3. İçten yanmalı motorların çalışma esasları	22
4. Yakıtlar, yanma ve egzoz emisyonları	29
5. Kavrama, vites kutuları ve güç aktarma	34
6. Taşıt dinamiği, lastikler ve yol yükleri	39
7. Fren, direksiyon ve süspansiyon sistemleri	44
8. Gövde, şasi, malzemeler ve üretim	50
9. Otomotiv elektroniği, ölçme ve kontrol	56
10. Elektrikli tahrik, bataryalar ve şarj	62
11. Hibrit taşıtlar, yakıt hücreleri ve ısı yönetimi	69
12. Taşıt güvenliği ve sürüş destek sistemleri	75
13. Taşıt yazılımı haberleşme ve siber güvenlik	81
14. Tasarım benzetim deney ve bakım mühendisliği	86
15. Sürdürülebilirlik ulaşım ve bütünleşik taşıt tasarımı	92
Soruların cevapları	97
Terimler sözlüğü	105
Resimlerin kaynak ve kullanım bilgileri	107
Kaynakça	108

Şekiller

Şekil 1.1 Taşıt sisteminde enerji, bilgi ve mekanik etkileşimler	12
Şekil 1.2 Kullanılabilir enerji ile görev mesafesi arasındaki ilişki	15
Şekil 2.1 Sabit kuvvette hızın mekanik güç gereksinimine etkisi	18
Şekil 2.2 Kararlı çalışma için örnek enerji dengesi	20
Şekil 3.1 Dört zamanlı çevrimde piston ve supapların görevleri	24
Şekil 3.2 İdeal Otto çevriminde sıkıştırma oranının verime etkisi	26
Şekil 4.1 Sabit yakıt debisinde hava fazlalığının hava gereksinimine etkisi	30
Şekil 4.2 Benzinli ve dizel egzoz arıtma işlevlerinin şematik karşılaştırması	32
Şekil 5.1 Basit bir dişli çiftinde tork ve dönme hızı dönüşümü	35
Şekil 5.2 Vites oranının hız aralığına ve çekiş kuvvetine etkisi	36
Şekil 6.1 Düz yolda hız ile yol yüklerinin değişimi	40
Şekil 6.2 Lastiğin birleşik kuvvet kapasitesinin sürtünme çemberiyle gösterimi	41
Şekil 7.1 Hidrolik frende kuvvet ve basınç aktarımı	45
Şekil 7.2 İdeal düşük hızlı dönüşte iç ve dış tekerlek açıları	47
Şekil 8.1 Kendinden taşıyıcı gövdede örnek yük yolları	50
Şekil 8.2 Eşit kütleli çubukların eksenel rijitliği	53
Şekil 9.1 Ölçme ve kontrol zincirinde bilgi ve enerji akışı	57
Şekil 9.2 Zaman sabitinin basamak yanıtına etkisi	61
Şekil 10.1 Bataryalı elektrikli taşıtta temel enerji yolları	63
Şekil 10.2 Sabit batarya enerjisinde tüketim–menzil ilişkisi	66
Şekil 11.1 Seri ve paralel hibritte enerji yolları	70
Şekil 11.2 Isı pompasında örnek enerji bilançosu	73
Şekil 12.1 Hızın gecikme, fren ve toplam durma mesafesine etkisi	77
Şekil 12.2 Sürüş destek sisteminde kapalı çevrim	78
Şekil 13.1 Farklı taşıt ağlarının ağ geçidi çevresinde bütünleşmesi	82
Şekil 13.2 Örnek güncellemede aşamaların zaman bütçesi	84
Şekil 14.1 Gereksinim ve test düzeylerinin V modeli üzerinde eşleştirilmesi	87
Şekil 14.2 Değişken kesitli çubukta sayısal bölme sayısının uzama hesabına etkisi	88
Şekil 15.1 Taşıt yaşam döngüsünde enerji ve malzeme akışlarının buluşması	93
Şekil 15.2 Eğitim senaryolarında kümülatif iklim etkisinin mesafeyle değişimi	94

Resimler

Resim 1 Benz Patent Motorwagen replikası	11
Resim 2 Motor ve vites kutusunun kesiti	23
Resim 3 Metal taşıyıcılı katalitik dönüştürücü kesiti	32
Resim 4 Manuel vites kutusunun iç yerleşimi	37
Resim 5 Lastiğin katmanlı yapısı	42
Resim 6 Süspansiyon ve disk fren birimi	48
Resim 7 Ayrı şasili taşıyıcı çerçeve	51
Resim 8 Robotlu gövde üretim hücresi	54
Resim 9 Elektronik kontrol biriminin devre kartı	57
Resim 10 Elektrikli taşıt batarya paketi	64
Resim 11 Taşıt ile şarj istasyonu arasındaki bağlantı	67
Resim 12 Hibrit tahrik sisteminin sergi kesiti	71
Resim 13 Çarpışma deneyinde kullanılan ölçüm mankenleri	76
Resim 14 Şasi dinamometresinde taşıt deneyi	90

Tablolar

Tablo 1.1 Taşıtları karşılaştırmak için birbirinden bağımsız ölçütler	13
Tablo 2.1 Otomotiv hesaplarında sık kullanılan dönüşümler	17
Tablo 3.1 Buji ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorların temel karşılaştırması	24
Tablo 4.1 Yakıt özellikleri ve mühendislikteki karşılıkları	29
Tablo 4.2 Emisyon türlerini doğru yorumlamak	31
Tablo 5.1 Yaygın vites kutusu türlerinin temel ayrımları	36
Tablo 6.1 Birbirine karıştırılmaması gereken lastik büyüklükleri	41
Tablo 7.1 Yaygın süspansiyon düzenlerinin temel özellikleri	48
Tablo 8.1 Otomotiv yapılarında malzeme ailelerinin genel karşılaştırması	52
Tablo 8.2 Birleştirme yöntemleri ve temel denetim noktaları	54
Tablo 9.1 Taşıtta yaygın ölçüm ilkeleri	58
Tablo 10.1 Batarya göstergeleri ve mühendislikte anlamları	64
Tablo 11.1 Hibrit mimarilerin temel karşılaştırması	69
Tablo 12.1 SAE sürüş otomasyonu düzeylerinin özeti	79
Tablo 13.1 Taşıt ağlarının temel kullanım özellikleri	81
Tablo 14.1 Model ve deneyde birbirini tamamlayan denetimler	89
Tablo 15.1 Karşılaştırma sınırlarının içerdiği temel süreçler	92

Simgeler birimler ve kısaltmalar

Denklemler bölüm numarasıyla birlikte numaralandırılmıştır. Aynı harf farklı mühendislik alanlarında farklı büyüklükleri gösterebildiği için her denklemin altındaki tanım esas alınmalıdır. Ondalık ayırıcı virgüldür. Birim simgeleri çoğul eki almaz; 5 kW ve 20 N·m biçiminde yazılır. Mutlak sıcaklık gerektiren bağıntılarda kelvin kullanılır. Karbondioksit eşdeğeri, farklı sera gazlarının seçilen değerlendirme yöntemiyle ortak bir ölçekte ifade edilmesidir.

Büyüklük	Birim	Kullanım ve dönüşüm
Uzunluk	m	1 mm = 0,001 m
Kütle	kg	1 t = 1000 kg
Zaman	s	1 h = 3600 s
Hız	m/s	1 km/h = 1/3,6 m/s
İvme	m/s ²	Yerçekimi ivmesi yaklaşık 9,81 m/s ²
Kuvvet	N	1 N = 1 kg·m/s ²
Tork	N·m	Enerjiyle aynı boyutlu; farklı fiziksel büyüklük
Basınç	Pa	1 bar = 100 000 Pa
Enerji	J	1 kWh = 3,6 MJ
Güç	W	1 kW = 1000 W = 1000 J/s
Devir sayısı	min ⁻¹	$\omega = 2\pi n/60$; n, min ⁻¹ cinsindendir
Sıcaklık	K, °C	T[K] = t[°C] + 273,15
Elektrik gerilimi	V	Gerilim ile akımın çarpımı DC güç verir
Elektrik akımı	A	Yük akış hızıdır
Elektrik direnci	Ω	Omik elemanda $R = V/I$
Batarya kapasitesi	Ah	1 Ah = 3600 C; tek başına enerji değildir
Verim	1 veya %	0,85 = %85
Özgül enerji tüketimi	kWh/100 km	Karşılaştırmada sistem sınırı belirtilir

Sık kullanılan kısaltmalar

Kısaltma	Türkçe karşılık
ABS	Kilitlenme önleyici fren sistemi
ACC	Uyarlanabilir hız sabitleme
ADAS	Gelişmiş sürüş destek sistemleri
ADC	Analog sayısal dönüştürücü
AEB	Otomatik acil frenleme
BEV	Bataryalı elektrikli taşıt
BMS	Batarya yönetim sistemi
BSFC	Fren özgül yakıt tüketimi
CAD	Bilgisayar destekli tasarım

Kısaltma	Türkçe karşılık
CAE	Bilgisayar destekli mühendislik
CAN	Denetleyici alan ağı
CFD	Hesaplama akışkanlar dinamiği
CO ₂	Karbondioksit
CVT	Sürekli değişken oranlı şanzıman
DCT	Çift kavramalı şanzıman
DPF	Dizel partikül filtresi
DTC	Arıza tanı kodu
ECU	Elektronik kontrol birimi
EGR	Egzoz gazı resirkülasyonu
ESC	Elektronik kararlılık kontrolü
FEA	Sonlu elemanlar analizi
HEV	Hibrit elektrikli taşıt
HVAC	Isıtma havalandırma ve iklimlendirme
LCA	Yaşam döngüsü değerlendirmesi
LIN	Yerel ara bağlantı ağı
NO _x	Azot oksitleri
OBD	Araç üzeri tanılama
ODD	Tasarım çalışma alanı
OTA	Uzaktan yazılım güncellemesi
PHEV	Dışarıdan şarj edilebilir hibrit taşıt
PID	Oransal integral türev denetleyici
PM	Partikül madde
PWM	Darbe genişlik modülasyonu
SCR	Seçici katalitik indirgeme
SoC	Batarya doluluk durumu
SoH	Batarya sağlık durumu
SOTIF	Amaçlanan işlevin güvenliği
TWC	Üç yollu katalitik dönüştürücü

1. Otomotiv mühendisliği ve taşıt sistemleri

Öğrenme hedefleri

- Otomotivin gelişimindeki temel dönüm noktalarını mühendislik gereksinimleriyle ilişkilendirmek.
- Taşıtı birbiriyle etkileşen alt sistemlerin bütünü olarak açıklamak.
- Kullanım amacı, enerji kaynağı ve tahrik düzenini birbirinden ayırmak.
- Bir kullanıcı ihtiyacını ölçülebilir mühendislik gereksinimine dönüştürmek.
- Basit enerji ve kütle bütçeleriyle tasarım kararlarını değerlendirmek.

Bir otomobilin ne kadar güçlü olduğunu söylemek kolaydır; bu gücün hangi koşulda kullanılabildiğini, ne kadar enerji gerektirdiğini ve taşıtın güvenli davranışını nasıl etkilediğini açıklamak mühendislik gerektirir. Otomotiv mühendisliği mekanik, elektrik, elektronik, malzeme, yazılım ve insan davranışını ortak bir ürün üzerinde birleştirir. Bu bölüm, sonraki bölümlerde incelenecek parçaların taşıt içindeki yerini gösterir. Amaç, parça adlarını ezberlemekten önce taşıtın neyi başarması gerektiğini ve bunu hangi fiziksel sınırlar içinde gerçekleştirdiğini anlamaktır.

1.1. Otomotivin tarihsel gelişimi

Otomotiv tarihini tek bir icat tarihiyle açıklamak, farklı enerji kaynaklarının ve üretim yöntemlerinin katkısını gözden kaçırır. İçten yanmalı motorlu otomobillerden önce buharla hareket eden kara taşıtları denenmiştir. Paris'teki Musée des Arts et Métiers koleksiyonunda korunan Cugnot buharlı yük taşıtı 1770–1771 yıllarına tarihlenir (Musée des Arts et Métiers, t.y.). Bu erken örnek, taşıtın kendi enerji dönüştürücüsünü üzerinde taşıması düşüncesini somutlaştırır. Ancak çalışabilen bir düzenek ile günlük kullanıma uygun bir ulaşım aracı aynı şey değildir: enerji deposu, ilk çalıştırma, yönlendirme, durdurma ve yol koşulları birlikte çözümlenmelidir. Otomotiv mühendisliğinin sistem yaklaşımı bu uzun gelişimin merkezindedir.

19. yüzyılın sonlarında motorun hafiflemesi ve taşıt yapısıyla bütünleştirilmesi önemli bir adım oluşturdu. Carl Benz, üç tekerlekli motorlu taşıtı için 29 Ocak 1886'da patent başvurusu yaptı. Benz Patent-Motorwagen, tek silindirli dört zamanlı motoru, şasisi ve aktarma düzeniyle benzinli otomobilin gelişimindeki temel dönüm noktalarından biridir (Mercedes-Benz Group, t.y.). Bu dönemi yalnız benzinli taşıtların ortaya çıkışı olarak okumamak gerekir. Yüzyılın sonunda ve 1900'lerin başında buharlı, benzinli ve elektrikli araçlar aynı ulaşım pazarında bulunuyordu. Elektrikli tahrik günümüzde ortaya çıkmış bir düşünce değildir; erken örneklerinin gelişimi batarya, elektrik motoru ve kullanım koşullarıyla birlikte ilerlemiştir (Matulka, 2014). Teknoloji seçimi, motorun çalışmasının yanında erişilebilir enerji ve yolculuk gereksinimine de bağlıydı. Resim 1, erken otomobil yerleşimini bir müze replikası üzerinde gösterir.



Resim 1 Benz Patent Motorwagen replikası

1886 Benz Patent-Motorwagen tasarımının Petersen Otomotiv Müzesi'nde sergilenen bir replikası. Fotoğraf, aracın üç tekerlekli düzenini göstermektedir. Fotoğraf: Sicnag (2018).

20. yüzyılın başında temel sorunlardan biri, taşıtları daha çok sayıda ve tekrarlanabilir kalitede üretmekti. Ford'un Highland Park tesisinde 1913'te geliştirilen hareketli montaj hattı; birbirinin yerine kullanılabilen parçaları, işin istasyonlara bölünmesini ve malzemenin düzenli ilerlemesini bir araya getirdi. Üretkenlik artışı ile maliyet ve satış fiyatı düşüşleri, otomobilin daha geniş kullanıcı gruplarına ulaşmasına katkı verdi (The Henry Ford, 2013). Buradaki yenilik tek bir makineden ibaret değildi; üretimin bütünüdür. Bu gelişme, ürün tasarımının imalat yöntemiyle birlikte düşünülmesinin önemini gösterir. Parça ölçüleri, montaj sırası, takım erişimi ve kalite kontrolü, taşıtın ekonomik olarak üretilebilmesinin ortak koşullarıdır.

Yüzyılın ikinci yarısında güvenlik ve çevre etkileri tasarımın daha görünür hedefleri hâline geldi. Nils Bohlin'in geliştirdiği üç noktalı emniyet kemerinin 1959'da Volvo PV544'te kullanılması, yolcunun çarpışma sırasında korunmasına yönelik önemli örneklerden biridir (Volvo Cars, t.y.). Çevre boyutunda ise ABD'deki 1970 Clean Air Act düzenlemeleri motorlu taşıt emisyonlarının azaltılmasına yönelik gelişmeleri hızlandırdı; EPA tarihçesi 1975'i ilk kuşak katalitik dönüştürücülerin kullanımıyla ilişkilendirir. Aynı kaynak, 1981'de üç yollu katalizörlerin oksijen sensörleri ve araç üzerindeki bilgisayarlarla birlikte yaygınlaşmasını kaydeder (U.S. Environmental Protection Agency, 2025). Böylece yakıt, yanma, egzoz arıtma ve elektronik denetim arasındaki bağ güçlendi. Daha yüksek performans hedefi, insanı koruma ve çevresel etkileri azaltma gereksinimleriyle birlikte ele alınmaya başladı.

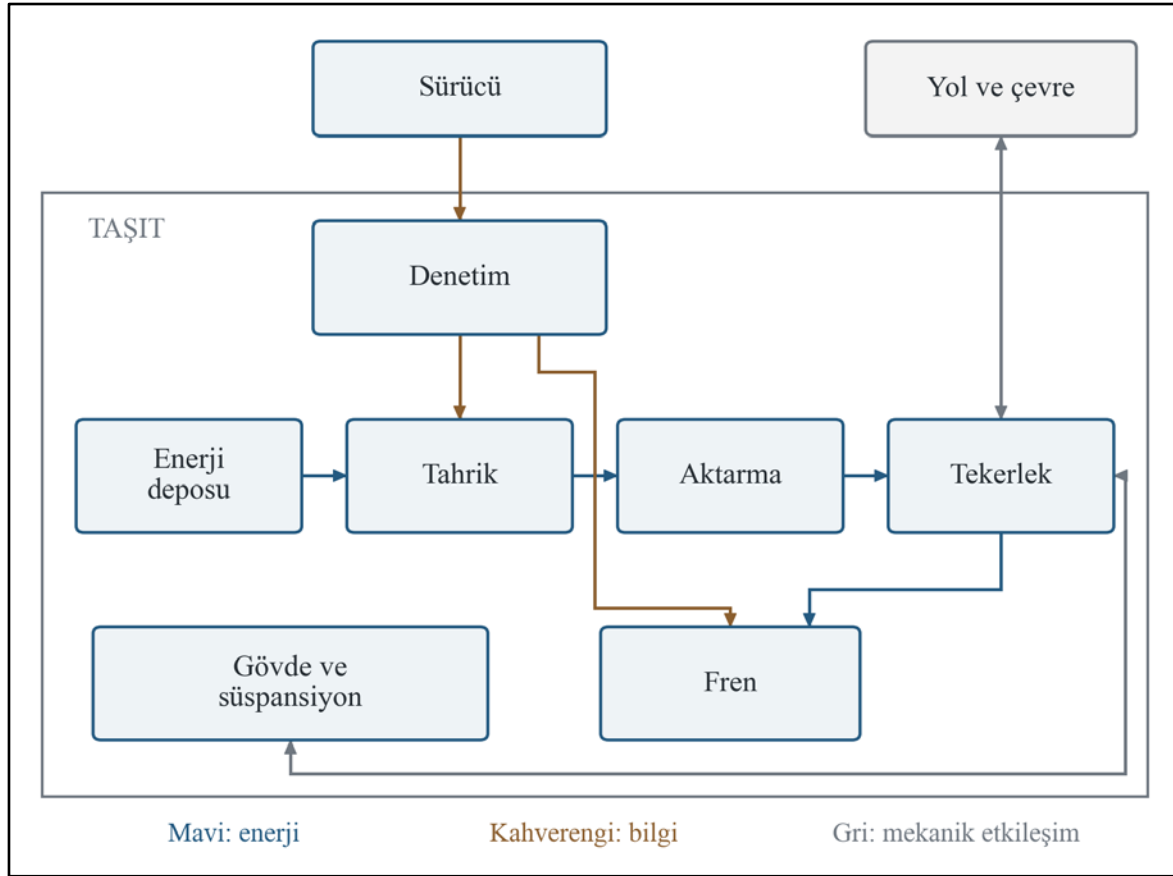
1990'ların sonunda hibrit tahrik daha geniş ölçekte gündeme geldi. Toyota'nın 14 Ekim 1997 tarihli duyurusu, Prius'un Japonya'da 10 Aralık 1997'den itibaren satışa sunulacağını bildiriyordu (Toyota Motor Corporation, 1997). İçten yanmalı motor ile elektrikli tahrikin aynı sistem içinde yönetilmesi, enerji akışlarının ve çalışma noktalarının denetlenmesini tasarımın merkezine taşıdı. 21. yüzyılda batarya teknolojisi ve şarj altyapısındaki gelişmeler bataryalı elektrikli taşıtların yeniden yaygınlaşmasını destekledi (Matulka, 2014). Güncel gelişmelerde yazılım da taşıt mimarisinin önemli bir parçasıdır; Uluslararası Enerji Ajansının 2026 değerlendirmesi elektrikli araçları, bataryaları, şarj altyapısını ve yazılımla ilgili teknoloji eğilimlerini birlikte inceler (International Energy Agency, 2026). Bu tarihsel çizgi, otomotiv mühendisinin neden mekanik bilgiyi elektrik, elektronik, denetim ve üretim bilgisiyle birleştirmesi gerektiğini açıklar.

1.2. Taşıtı sistem olarak görmek

Sistem, belirli bir amacı yerine getirmek üzere birlikte çalışan öğelerden oluşur. Taşıtı için bu amaç yalnızca hareket etmek değildir: yolcu veya yükün uygun koşullarda taşınması, yönlendirilebilmesi, durdurulabilmesi ve çevreyle uyumlu işletilmesi gerekir. Motor, tekerlek ve fren ayrı ayrı çalışsa bile aralarındaki bağlantı uygun değilse başarılı bir taşıtı oluşmaz. Örneğin güçlü bir tahrik sistemi, lastiğin aktarabildiğinden fazla kuvvet isterse ivmelenme beklenen düzeyde artmayabilir; tekerlek kayması ve denetim ihtiyacı büyür.

Bir incelemenin başında sistem sınırı çizilir. Sadece motor ele alındığında yakıt girişi ile mil işi karşılaştırılır. Tüm taşıtı ele alındığında aktarma kayıpları, yardımcı tüketiciler ve yol yükü de önem kazanır. Ulaşım hizmeti ele alındığında ise doluluk, güzergâh ve altyapı hesaba katılır. Aynı mühendislik sorusunun farklı sistem sınırlarında farklı cevapları olabilir. Bu nedenle bir verim, tüketim veya emisyon sayısı verilirken sınır ve kullanım koşulu birlikte belirtilmelidir.

Gövde taşıyıcı görev görürken yolcu hacmini ve aerodinamik biçimi de belirler. Süspansiyon tekerleğin yolla temasını ve gövde hareketlerini yönetir. Direksiyon hareket doğrultusunu değiştirir; fren sistemi kinetik enerjinin azaltılmasını sağlar. Elektronik denetim birimleri sensörlerden bilgi alır ve eyleyicilere komut verir. Taşıtı dinamiğine sistem düzeyinde yaklaşmak, kuvvetlerin ve hareketlerin bu alt sistemler arasında nasıl paylaşıldığını anlamayı gerektirir (Gillespie, 2021).



Şekil 1.1 Taşıtı sisteminde enerji, bilgi ve mekanik etkileşimler

Öğretim amacıyla hazırlanmış özgün şema; ölçüm verisi değildir.

1.3. Sınıflandırma: hangi soruya cevap arıyoruz?

Taşıtlar farklı ölçütlere göre sınıflandırılır; bu ölçütler birbirinin yerine kullanılmaz. Kullanım amacı açısından binek otomobil, otobüs, yük taşıtı ve özel amaçlı taşıtı ayrımı yapılabilir. Gövde biçimi açısından sedan, hatchback ve farklı ticari gövde düzenleri tanımlanabilir. Tahrik bakımından içten yanmalı, hibrit, bataryalı elektrikli veya yakıt hücresi çözümleri vardır. Aynı binek gövde hem içten yanmalı hem bataryalı elektrikli bir mimariye üretilir. Dolayısıyla gövde adından enerji kaynağı çıkarılamaz.

Sınıflandırmanın yararı karşılaştırmayı doğru grupta yapmaktır. Kent içi dağıtım taşıtında sık duruş, dar sokaklar ve yükleme kolaylığı belirleyici olabilir. Uzun yol yük taşımacılığında sürekli güç, taşıma kapasitesi ve işletme süresi öne çıkar. Arazi kullanımında yerden yükseklik ve temas koşulları farklılaşır. Bu kitapta bu ayrımlar mühendislik amacıyla kullanılır; tip onayı ve trafik mevzuatındaki resmî kategoriler ayrıca ilgili düzenlemelerden kontrol edilmelidir.

Tablo 1.1 Taşıtları karşılaştırmak için birbirinden bağımsız ölçütler

Ölçüt	Örnek ayırım	Tasarımda etkilediği konu
Kullanım görevi	Yolcu, yük, özel hizmet	Hacim, erişim, görev çevrimi
Enerji ve tahrik	İçten yanmalı, hibrit, bataryalı elektrikli	Enerji deposu, ısı yönetim
Tahrik aksı	Önden, arkadan, tüm tekerleklerden	Paketleme ve çekiş dağılımı
Taşıyıcı yapı	Kendini taşıyan gövde, ayrı şasi	Kütle, rijitlik, üretim

1.4. Enerji kaynağı ve tahrik mimarisi

İçten yanmalı düzende yakıtın kimyasal enerjisinin bir bölümü motor milinde mekanik işe dönüşür. Aktarma sistemi bu işi tekerleklerle taşır. Bataryalı elektrikli düzende enerji bataryada depolanır; güç elektroniği motorun torkunu ve hızını denetler. Elektrik motoru uygun koşullarda jeneratör olarak çalışarak yavaşlama enerjisinin bir bölümünü geri kazanabilir. Şarj bağlantısı, çekiş bataryası, güç elektroniği ve elektrik motoru bu mimarinin temel öğeleridir (U.S. Department of Energy, t.y.-e).

Hibrit taşıt birden fazla enerji dönüştürücüyü birlikte kullanır. Seri düzende tekerlekleri elektrik motoru tahrik ederken içten yanmalı motor elektrik üretimine katkı verebilir. Paralel düzende içten yanmalı motor ile elektrik motorunun mekanik katkıları aynı tahrik hattında birleşebilir. Bu tanımlar enerji yolunu anlatır; tek başlarına daha düşük tüketimi garanti etmez. Sonuç görev çevrimine, bileşen boyutlarına ve denetim stratejisine bağlıdır. Yakıt hücreli düzende yakıttan üretilen elektrik de elektrik motorunu besler.

Mimariyi anlamak için enerji akışı ile bilgi akışı ayrı izlenmelidir. Gaz pedalı büyük çekiş gücünü taşımaz; sürücünün isteğini temsil eden bir sinyal üretir. Denetleyici bu isteği sıcaklık, akım, hız ve tutunma sınırlarıyla birlikte değerlendirir. Bu yüzden pedala aynı miktarda basılması her koşulda aynı tekerlek torkunu oluşturmaz. Şekil 1.1 üzerindeki enerji ve bilgi yolları bu ayrımı görselleştirir.

Güncel otomotiv gelişmelerini değerlendirirken taşıtın yanında enerji altyapısı da düşünülmelidir. Uluslararası Enerji Ajansının 2026 elektrikli taşıt görünümü; taşıtların yaygınlaşmasını, batarya gereksinimini ve şarj altyapısını aynı çerçevede inceler (International Energy Agency, 2026). Bu bütüncül bakış, bir taşıtın teknik olarak başarılı olmasının tek başına her kullanım görevi için uygun olduğu anlamına gelmediğini hatırlatır.

1.5. Gereksinim, kısıt ve tasarım ödünleşimi

Kullanıcı “araç rahat ve ekonomik olsun” diyebilir. Mühendis bu beklentiyi ölçülebilir gereksinimlere dönüştürür: belirli bir yoldaki titreşim düzeyi, tanımlanmış bir görevde enerji tüketimi veya kullanılabilir bagaj hacmi gibi. İyi bir gereksinim ölçüm koşulunu, başarı ölçütünü ve kabul sınırını içerir. “Uzun menzil” ifadesi tek başına yeterli değildir; hız profili, ortam sıcaklığı, yük ve başlangıç enerji durumu açıklanmalıdır.

Bir hedef genellikle başka bir hedefle etkileşir. Daha büyük batarya enerji kapasitesini artırabilir; buna karşılık kütle, hacim ve maliyet artar. Daha sert süspansiyon bazı gövde hareketlerini azaltabilir; konfor ve bozuk zemindeki temas davranışı değişebilir. Daha geniş lastik seçimi de yalnızca tutunma üzerinden değerlendirilmez; yuvarlanma, gürültü ve paketleme sonuçları vardır. Mühendislik kararı, tek bir göstergenin en yüksek değerini seçmek yerine birlikte sağlanması gereken koşulları dengelemektir.

Gereksinimlerin karşılandığını ölçüm veya analizle göstermek doğrulamadır. Ürünün gerçek kullanım ihtiyacını karşılayıp karşılamadığını değerlendirmek ise geçerleme olarak adlandırılır. Bir bagaj hacmi

hedefi ölçümle doğrulanabilir; kullanıcının eşyalarını rahat yerleştirebilmesi ayrıca kullanım denemesi gerektirebilir. Bu ayırım sistem mühendisliğinde temel bir ilkedir (National Aeronautics and Space Administration, 2016).

1.6. Basit bütçelerle ilk boyutlandırma

Ayrıntılı tasarımdan önce basit bir bütçe kurmak, hangi büyüklüğün önemli olduğunu gösterir. Kütle bütçesinde gövde, tahrik, enerji deposu, yolcu ve yükün toplamı izlenir. Enerji bütçesinde ise belirli görevin istediği enerji ile kullanılabilir enerji karşılaştırılır. Kullanılabilir kapasite ile etiket kapasitesi aynı olmayabilir. Bütçe tahmini geliştirme boyunca güncellenir; eksik bilgi açık bir varsayım olarak kaydedilir.

$$E_{\text{gerek}} = e_s s \quad (1.1)$$

E_{gerek} görev için gereken enerji (kWh), e_s aynı sistem sınırında mesafe başına enerji tüketimi (kWh/km), s mesafe (km). Tüketicinin görev boyunca sabit ortalama ile temsil edildiği varsayılmıştır.

Örnek 1.1 Bir günlük görevin enerji bütçesi

Öğretim amaçlı bir bataryalı taşıtta günlük yol 180 km, bataryadan çekilen ortalama enerji 0,18 kWh/km ve kullanılabilir batarya enerjisi 45 kWh kabul edilsin. Görev sonunda kullanılabilir enerjinin en az %15'inin kalması istenmektedir. Görev uygun mudur?

Gerekli enerji $180 \times 0,18 = 32,4$ kWh bulunur.

Bırakılması gereken enerji $0,15 \times 45 = 6,75$ kWh; görev için izin verilen enerji $45 - 6,75 = 38,25$ kWh olur.

Görev sonunda $45 - 32,4 = 12,6$ kWh kalır. Bu değer kullanılabilir kapasitenin %28'idir.

Sonuç. Belirtilen sabit tüketim varsayımı altında görev uygundur; istenen rezervin üzerinde 5,85 kWh pay vardır. Bu sonuç farklı hava veya yol koşullarında menzil garantisi değildir.

Örnek 1.2 Kütle azaltımının oransal etkisi

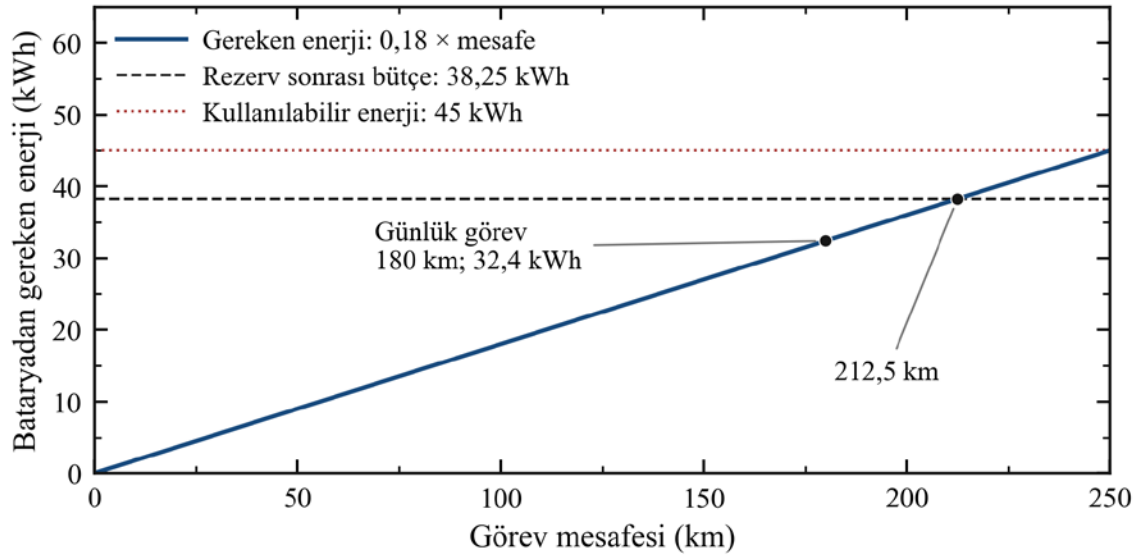
Öğretim amacıyla taşıtın işletme kütlesi 1500 kg, hafifletilecek parçanın kütlesi 50 kg kabul edilsin. Parça kütlesi %20 azaltılırsa taşıt kütlesindeki azalma nedir?

Parça üzerindeki azalma $50 \times 0,20 = 10$ kg olur.

Yeni işletme kütlesi $1500 - 10 = 1490$ kg bulunur.

Taşıt düzeyindeki azalma $100 \times 10/1500 = \%0,67$ 'dir.

Sonuç. Parçadaki %20 azalma taşıtın tamamında yalnızca yaklaşık %0,67 azalma oluşturur. Bir alt sistem kazancı bütün taşıta aynı yüzdeyle aktarılamaz.



Şekil 1.2 Kullanılabilir enerji ile görev mesafesi arasındaki ilişki

Öğretim amacıyla hazırlanmış özgün şema; ölçüm verisi değildir.

Şekil 1.2’de doğru eğimi mesafe başına tüketimdir. Doğrunun yatay bütçe çizgisiyle kesişimi, bu basit modelde görevin en büyük mesafesini verir. Gerçek yolculukta tüketim değiştiğinde doğru yerine senaryoya bağlı bir eğri veya belirsizlik bandı gerekir. İlk modelin değeri bütün ayrıntıları kapsamaması değil, boyutlandırma mantığını ve hangi verilerin eksik olduğunu görünür kılmasıdır.

1.7. Taşıt mimarisi ve yerleşim

Bir bileşenin araçta bulunması kadar nerede bulunduğu da önemlidir. Kütlenin akslar arasındaki dağılımı lastik yüklerini, ağırlık merkezinin yüksekliği gövde hareketlerini etkiler. Motorun, bataryanın veya yakıt deposunun yerleşimi yolcu hacmi, çarpışma alanı ve servis erişimiyle birlikte değerlendirilir. Çizimde boş görünen hacim; kablo bükülme yarıçapı, hortum hareketi, ısıl genleşme veya bakım için gerekli olabilir. Paketleme bu nedenle yalnızca parçaları geometrik olarak sığdırmak değildir.

Önden ve arkadan tahrik farklı aktarma yerleşimleri doğurur. Tüm tekerleklerden tahrikte kuvvet birden fazla aksa dağıtılabilir; ancak mevcut yol tutunmasının sınırları ortadan kalkmaz. Elektrikli mimariler bazı mekanik bağlantıları azaltırken yüksek gerilim kabloları, soğutma hatları ve elektronik haberleşme için yeni yerleşim gereksinimleri getirir. Bir mimari değerlendirilirken yalnızca parça sayısı değil, arayüz sayısı ve bu arayüzlerin bakım sırasında erişilebilirliği de incelenir.

1.8. Mühendislik düşünme biçimi

İyi bir çözüm önce soruyu sınırlar, sonra varsayımları tanımlar, uygun modeli kurar ve sonucu sınar. Bir hesap sonucu fiziksel sezgiye aykırıysa önce birimler, işaretler ve sistem sınırı gözden geçirilir. Ölçüm ile tahmin aynı tür bilgi değildir: ölçümün cihaz ve koşul belirsizliği, modelin ise varsayım ve kapsam sınırlılığı vardır. Bunların raporda ayrı belirtilmesi, öğrencinin mühendislik kararını savunabilmesini sağlar.

Bir tasarımın yalnızca yeni üretildiği gün değil, kullanım ömrü boyunca çalışması beklenir. Üretim toleransları, malzeme yaşlanması, bakım ve onarım olanakları tasarımın parçasıdır. Sonraki bölümleri okurken her bileşen için üç soru sorulmalıdır: Hangi fiziksel görevi yapıyor, diğer sistemlerle hangi büyüklükleri alışveriş ediyor ve hangi koşulda yetersiz kalabilir? Bu sorular bilgi parçalarını bütün bir taşıt anlayışına dönüştürür.

Bölümün özeti

- Taşıt performansı alt sistemlerin birlikte davranışından doğar.

- Karşılaştırma için kullanım görevi ve sistem sınırı açıkça tanımlanmalıdır.
- Bir bileşendeki oransal gelişme taşıtın tamamına aynı oranda yansımaz.
- Gereksinimler ölçülebilir olmalı; doğrulama ile kullanım ihtiyacının karşılanması birlikte değerlendirilmelidir.

Bölüm sonu soruları

- 1.1** Taşıtı bir sistem olarak incelemek, parçaları ayrı ayrı incelemekten hangi bakımdan farklıdır?
- 1.2** Gövde biçimi, tahrik mimarisi ve kullanım amacı neden ayrı sınıflandırma ölçütleridir?
- 1.3** Doğrulama ile geçerleme arasındaki farkı bir taşıt özelliği üzerinden açıklayınız.
- 1.4** Kullanılabilir enerjisi 60 kWh olan bir taşıtta %20 rezerv korunacaktır. Sabit tüketim 0,16 kWh/km ise izin verilen mesafe kaç kilometredir?
- 1.5** İşletme kütlesi 1800 kg olan taşıtın 120 kg'lık alt sistemi %15 hafifletilmiştir. Yeni toplam kütleyi ve toplam yüzde azalmayı bulunuz.
- 1.6** Bir taşıt 240 km'lik görevde 43,2 kWh batarya enerjisi tüketmektedir. Aynı ortalama tüketimle 150 km için gereken enerji nedir?
- 1.7** Kent içi dağıtım aracı ile uzun yol otobüsüne aynı menzil ve güç hedeflerini vermek neden uygun olmayabilir?
- 1.8** Daha büyük bataryanın her zaman daha iyi bir taşıt oluşturduğu görüşünü en az üç tasarım ölçütüyle değerlendiriniz.

2. Temel mekanik, termodinamik ve mühendislik hesapları

Öğrenme hedefleri

- Kuvvet, iş, enerji ve güç büyüklüklerini doğru birimlerle kullanmak.
- Basit taşıt problemlerinde sistem sınırı ve işaret yönü belirlemek.
- Enerji korunumu ile verim kavramını ilişkilendirmek.
- Ölçüm belirsizliğini sonuçların anlamlı basamaklarıyla birlikte yorumlamak.

Bir taşıt hesabındaki büyük yanlışların önemli bölümü karmaşık denklemlerden değil, yanlış birimden veya açıklanmamış varsayımdan doğar. Güç ile enerjiyi karıştırmak, devir sayısını açısal hız sanmak ya da ortam sıcaklığını mutlak sıcaklık yerine kullanmak doğru görünen fakat fiziksel olarak geçersiz sonuçlar üretebilir. Bu bölümde mekanik ve termodinamiğin temel araçları otomotiv örnekleriyle bir araya getirilir. Amaç kapsamlı bir temel bilim dersinin yerini almak değil, sonraki hesaplarda kullanılacak ortak dili kurmaktır.

2.1. Büyüklük, birim ve boyut

Fiziksel büyüklük ölçülen özelliktir; birim bu özelliği karşılaştırmak için seçilen ölçektir. Bir uzunluğun metre veya milimetreyle yazılması nesneyi değiştirmez, sayısal değerini değiştirir. Boyut ise büyüklüğün temel fiziksel türünü gösterir. Kuvvetin boyutu kütle $\times$ uzunluk/zaman² biçimindedir. Bir eşitliğin iki tarafında aynı boyut bulunmalıdır. Boyut denetimi doğru denklemi tek başına kanıtlamaz; fakat birçok yanlış denklemi hesap yapmadan elemek için güçlü bir araçtır.

Uluslararası Birimler Sistemi'nde uzunluk metre, kütle kilogram, zaman saniye ve termodinamik sıcaklık kelvinle ifade edilir. Birim sembolleri çoğul eki almaz. Sayı ile birim arasında boşluk bırakılır: 25 kW veya 20 °C gibi. Basınç hesabında mutlak basınç ile gösterge basıncı ayrılmalıdır. İdeal gaz bağıntısına ortam basıncına göre ölçülmüş gösterge değerinin doğrudan konulması yanlış sonuç verir. Birim kullanımının uluslararası temeli BIPM tarafından açıklanır (Bureau International des Poids et Mesures, 2026).

Tablo 2.1 Otomotiv hesaplarında sık kullanılan dönüşümler

Büyüklük	İlişki	Dikkat edilecek nokta
Hız	1 m/s = 3,6 km/h	km/h değeri 3,6'ya bölünür.
Enerji	1 kWh = 3,6 MJ	kWh bir güç birimi değildir.
Basınç	1 bar = 100 kPa	Mutlak/gösterge ayrımı korunur.
Devir	1 dev/dak = $2\pi/60$ rad/s	Dönüş sayısı açısal hız değildir.
Sıcaklık	$T(K) = t(^{\circ}C) + 273,15$	Sıcaklık farkında 1 K = 1 °C.

Hesap makinesine veri girmeden önce birim dönüşümleri ayrı satırda yapılmalıdır. Özellikle milimetrenin metreye çevrilmeden hacim hesabında küpünün alınması sonucu bir milyar kat değiştirebilir. Ondalık virgöl Türkçe yazımda kullanılır; yazılımda nokta kullanılması gereken ortamlarda bu fark açıkça yönetilmelidir. Sonuca birim eklemek sonradan yapılan bir süsleme değil, hesabın fiziksel anlamını gösteren zorunlu adımdır.

2.2 Kuvvet, hareket ve dönme

Kuvvet hareket durumunu değiştirebilir; ancak tek bir kuvvete bakmak yeterli değildir. Taşıta etkiyen bütün dış kuvvetlerin seçilen doğrultudaki toplamı alınır. Düz yolda tahrik kuvveti ileri yöndeysen yuvarlanma ve hava direnci hareketin ters yönündedir. Sabit hız, kuvvet bulunmadığı anlamına gelmez; bileşke kuvvetin sıfır olduğunu gösterir. Newton bağıntısının basit biçimi sabit kütleli bir sistem ve eylemsiz referans çerçevesi içindir.

$$\Sigma F_x = ma_x \quad (2.1)$$

F_x boyuna dış kuvvet bileşeni (N), m kütle (kg), a_x boyuna ivme (m/s^2). İşaret yönü hareket doğrultusunda pozitif seçilmiştir.

Bir kuvvetin dönme etkisi torkla anlatılır. Kapıyı menteşeden uzakta itmenin kolaylaşması, kuvvetin dönme eksenine göre moment kolunun büyümesindendir. Tork hesabında kolun kuvvete dik uzaklığı kullanılır. Dönen motor milinde tork ile devir birlikte mekanik gücü belirler. Yalnızca tork değerine bakılarak iki motorun bütün çalışma aralığındaki güçleri karşılaştırılmaz.

$$P = T\omega, \quad \omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (2.2)$$

P mil gücü (W), T tork (N·m), ω açısal hız (rad/s), n devir sayısı (dev/dak). Tork ve hız aynı çalışma anına veya aynı kararlı çalışma noktasına aittir.

Torkun birimi N·m olsa da tork bir enerji değildir. İş oluşması için dönme açısı boyunca etkisi değerlendirilir. Benzer biçimde hareketsiz bir tekerleğe uygulanan kuvvet tek başına mekanik güç oluşturmaz; temas noktasının veya ilgili hareketin hızı da gereklidir. Güç aktarımı hesaplarında hangi mildeki torkun ve hangi hızın kullanıldığı açık yazılmalıdır.

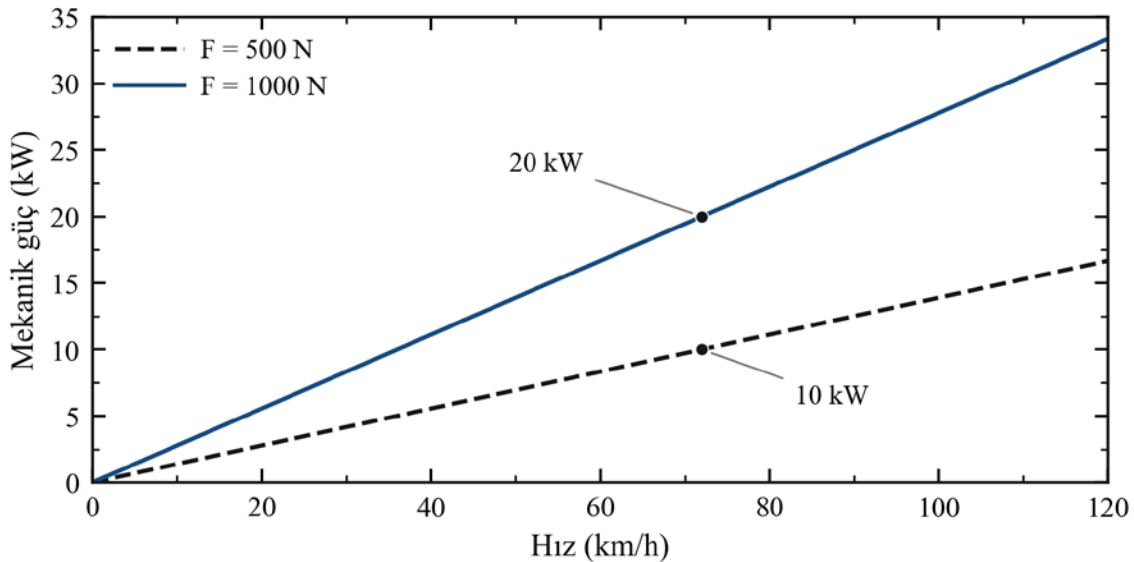
2.3. İş, enerji ve güç

İş, kuvvetin yer değiştirme boyunca enerji aktarımıdır. Sabit ve harekete paralel kuvvet için kuvvet ile yolun çarpımı alınabilir. Kuvvet veya yön değişiyorsa yol boyunca integral gerekir. Güç ise enerji aktarımının hızıdır. Aynı yükü aynı yüksekliğe çıkaran iki sistem ideal olarak aynı işi yapar; bunu daha kısa sürede yapan daha büyük ortalama güç gerektirir. Bu ayrım, batarya kapasitesi ile motor gücünün neden farklı özellikler olduğunu açıklar.

$$W = Fs, \quad P = Fv, \quad E_k = \frac{1}{2}mv^2 \quad (2.3)$$

W iş (J), F harekete paralel sabit kuvvet (N), s yol (m), P anlık mekanik güç (W), v hız (m/s), E_k öteleme kinetik enerjisi (J), m kütle (kg). Son bağıntı dönme enerjisini içermez.

Kinetik enerjinin hızın karesiyle artması frenleme açısından önemlidir: hız iki katına çıktığında, diğer koşullar aynıysa öteleme kinetik enerjisi dört katına çıkar. Fren sistemi bu enerjiyi çoğunlukla ısıya dönüştürür; elektrikli tahrikte bir bölümü depoya geri dönebilir. Geri kazanım bütün enerji için garanti değildir; güç sınırları, tutunma ve depolama koşulları sonucu değişir.



Şekil 2.1 Sabit kuvvette hızın mekanik güç gereksinimine etkisi

Öğretim amacıyla hazırlanmış özgün şema; ölçüm verisi değildir.

Örnek 2.1 İvmelenmede enerji ve ortalama güç

Öğretim amacıyla 1500 kg kütleli bir taşıtın 10 s içinde duruştan 72 km/h hıza ulaştığı kabul edilsin. Dirençler ve dönen parçaların enerjisi ihmal edilsin. Öteleme kinetik enerjisini ve bunun için gereken ortalama gücü bulunuz.

Son hız $72/3,6 = 20$ m/s olur.

Kinetik enerji değişimi $0,5 \times 1500 \times 20^2 = 300000$ J = 300 kJ'dir.

Ortalama güç $300000/10 = 30000$ W = 30 kW bulunur.

Sonuç. 30 kW yalnızca kinetik enerji artışının ortalama güç karşılığıdır. Gerçek taşıtta direnç ve aktarma kayıpları eklenir; ayrıca ortalama güç en büyük anlık güç değildir.

Şekil 2.1, sabit kuvvet altında hız arttıkça gücün doğrusal arttığını gösterir. Gerçek taşıtın hava direnci de hızla arttığı için bütün yol yükü gücü bu kadar basit davranmaz. Grafik, tek bir değişkenin etkisini incelemek üzere diğer değişkenlerin sabit tutulduğu bir öğretim modelidir. Bir grafiği okumadan önce böyle bir model varsayımının aranması gerekir.

2.4. Enerji korunumu ve verim

Enerji korunumu, enerjinin yoktan var edilemeyeceğini ve yok olmayacağını söyler. Ancak enerjinin tamamı istenen yararlı biçimde kullanılamayabilir. Motor yakıt enerjisinin bir bölümünü mil işine dönüştürür; kalan enerji egzoz, soğutma ve çevreyle ısı alışverişi yoluyla taşınır. “Enerji kaybı” denildiğinde genellikle enerji yok olması değil, seçilen amaç için kullanılabilir kısmın azalması kastedilir.

$$\Delta E = Q - W \quad (2.4)$$

ΔE kapalı sistemin toplam enerji değişimi (J), Q sisteme giren ısı (J), W sistemin çevreye yaptığı iş (J). Bu işaret kuralıyla dışarıya ısı atılması Q değerini negatif yapar. Kütle geçişi olmayan bir sistem ele alınmıştır.

Motorun tümünü sürekli akışlı bir kontrol hacmi olarak ele almak için giriş ve çıkış kütleleriyle taşınan enerji de denkleme eklenir. Kararlı durumda enerji birikimi sıfırdır; bu, enerji akışlarının sıfır olduğu anlamına gelmez. Isınmakta olan bir motor veya batarya ise geçici durumdadır. Kararlı ve geçici durumun karıştırılması, özellikle kısa deneylerde hatalı verim hesabına yol açabilir. Sistem, kontrol hacmi ve enerji dengesi termodinamiğin ortak araçlarıdır (Moran vd., 2018).

$$\eta = \frac{E_{\text{yararlı}}}{E_{\text{giren}}}, \quad \dot{E}_{\text{yakıt}} = \dot{m}_f H_u \quad (2.5)$$

η tanımlanan enerji verimi (boyutsuz), $E_{\text{yararlı}}$ ve E_{giren} aynı zaman aralığındaki enerjiler (J), $\dot{m}_f$ yakıt kütleli debisi (kg/s), H_u alt ısı değeri (J/kg), $\dot{E}_{\text{yakıt}}$ yakıt enerji debisi (W).

Örnek 2.2 Yakıt enerjisinden mil gücüne

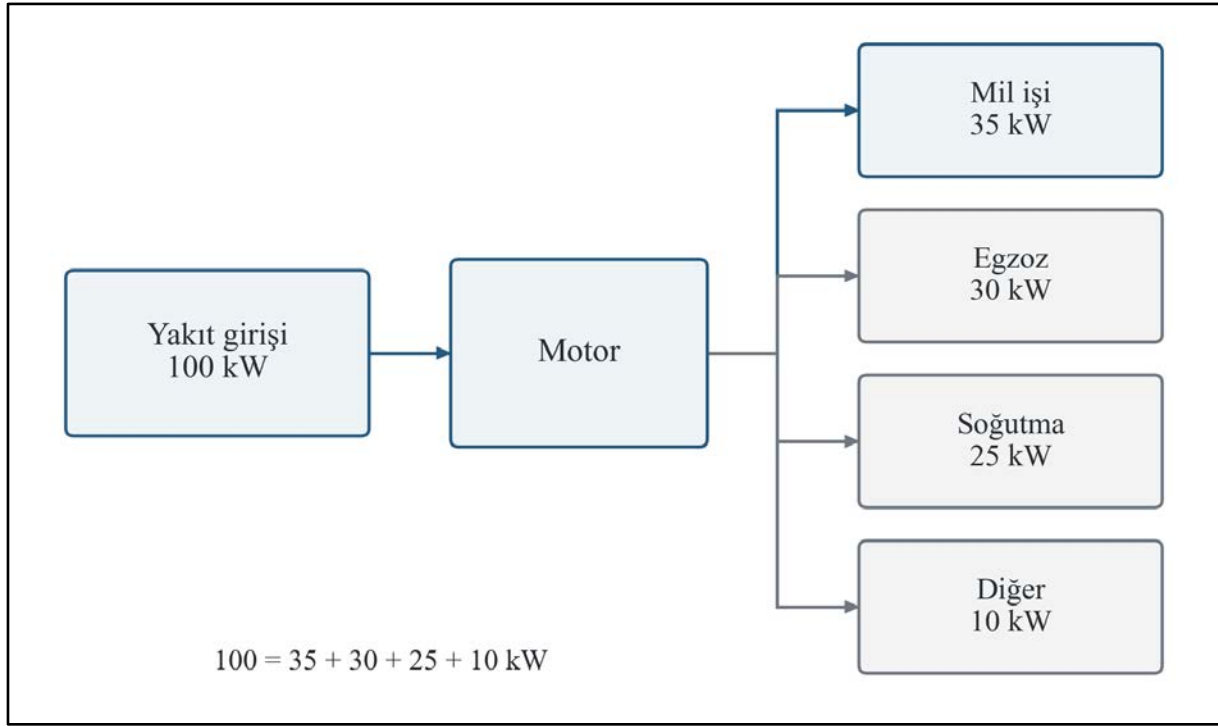
Öğretim amaçlı kararlı bir motor noktasında yakıt tüketimi 8 kg/h, alt ısı değeri 42,5 MJ/kg ve mil gücü 30 kW kabul edilsin. Yakıt enerji debisini ve fren ısı verimini bulunuz.

Yakıt debisi $8/3600 \approx 0,002222$ kg/s'dir.

Yakıt enerji debisi $(8/3600) \times 42,5 \times 10^6 \approx 94444,44$ W, yani 94,4444 kW bulunur.

Verim $30/94,4444 \approx 0,3176$, yaklaşık %31,8'dir. Mil işine dönüşmeyen enerji debisi yaklaşık $94,4444 - 30 = 64,4444$ kW, yani 64,44 kW olur.

Sonuç. 64,44 kW fark tek başına egzoz kaybı değildir; soğutma, egzoz ve diğer enerji çıkışlarının birlikte değerlendirilmesi gerekir.



Şekil 2.2 Kararlı çalışma için örnek enerji dengesi

Öğretim amacıyla hazırlanmış özgün şema; ölçüm verisi değildir.

2.5. Sıcaklık ve ısı geçişi

Sıcaklık bir durum özelliğidir; ısı, sıcaklık farkı nedeniyle aktarılan enerjidir. Bu yüzden bir parça “ısı depolar” yerine iç enerjisinin arttığı söylenirse fiziksel anlam daha açıktır. İletim katı içinde sıcaklık farklarıyla, taşınım yüzey ile hareketli akışkan arasında, ışıyım elektromanyetik yayınımla gerçekleşir. Gerçek bir motor bölmesinde bu mekanizmalar birlikte bulunur.

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{\text{çıkış}} - T_{\text{giriş}}) \quad (2.6)$$

$\dot{Q}$ akışkanın aldığı ısı güç (W), $\dot{m}$ kütleli debi (kg/s), c_p sabit basınç özgül ısı (J/(kg·K)), sıcaklık farkı K. Kararlı akış, yaklaşık sabit c_p , faz değişimi ve önemli kinetik/potansiyel enerji değişimi bulunmadığı kabul edilir. Mil işi bulunmadığı kabul edilir.

Soğutucu debisini artırmak sıcaklık artışını azaltabilir; fakat pompa gücü ve basınç kaybı da değişir. Radyatörün görevi motorun tümüyle soğuk kalmasını sağlamak değil, uygun çalışma sıcaklığını korumaktır. Aynı düşünce batarya ve güç elektroniği için de geçerlidir. Şekil 2.2’deki soğutma oku bu enerji aktarımını gösterir; verilen yüzdeler belirli bir üretim motorunun ölçüm sonuçları değildir.

2.6. İkinci yasa ve yararlı işin sınırı

Birinci yasa enerji miktarını dengelerken ikinci yasa dönüşümün yönünü ve sınırını açıklar. Sürtünmeyle mekanik işin ısıya dönüşmesi mümkündür; oluşan ısıнын tamamının aynı çevrede kendiliğinden mekanik işe dönüşmesi mümkün değildir. Yalnızca iki ısı depo arasında çalışan ideal tersinir bir ısı makinesinin en yüksek verimi depo sıcaklıklarına bağlıdır. Bu sınır gerçek motorun verimini hesaplamak için doğrudan kullanılamaz; motor içindeki sıcaklık ve süreçler sürekli değişir.

$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.7)$$

T_H sıcak depo ve T_L soğuk depo mutlak sıcaklığıdır (K); $T_H > T_L$. İki depo arasında tersinir çevrim varsayılmıştır. Celsius değerleri oran içinde kullanılamaz.

Ekserji, enerjinin belirli bir çevreye göre yararlı işe dönüştürülebilecek en büyük kısmını ifade eder. Aynı miktardaki elektrik enerjisi ile çevre sıcaklığına yakın ısıнын iş üretme olanakları aynı değildir. Bu giriş

düzeyinde enerji ile enerji kalitesinin ayrılması yeterlidir. Enerji verimi yüksek görünen bir düzenin her koşulda kaynakları en iyi değerlendiren düzen olduğu sonucuna hemen varılmamalıdır.

2.7. Belirsizlik, duyarlılık ve sonuç yazımı

Ölçülen hiçbir büyüklük sınırsız kesinlik taşımaz. Cihaz çözünürlüğü, kalibrasyon, çevre etkileri ve tekrarlar arasındaki değişim belirsizliğe katkı verir. Belirsizlik bilinen bir yanlışlığın eş anlamlısı değildir; sonucun çevresindeki makul dağılımı nitelendirir. Standart belirsizlik ile genişletilmiş belirsizlik aynı sayı olarak kullanılamaz. Kullanılan kapsam katsayısı ve değerlendirme yöntemi raporda belirtilmelidir (Taylor & Kuyatt, 1994).

$$\frac{u_P}{P} \approx \sqrt{\left(\frac{u_T}{T}\right)^2 + \left(\frac{u_n}{n}\right)^2} \quad (2.8)$$

u_P , u_T ve u_n sırasıyla güç, tork ve devir için standart belirsizliklerdir; birimleri ilgili büyüklükle aynıdır. $P = 2\pi nT/60$ için küçük, bağımsız ve korelasyonsuz belirsizliklerin birinci mertebe yayılımıdır.

Duyarlılık, bir giriş değiştirildiğinde sonucun ne kadar değiştiğini anlatır; belirsizlik ise girişin ne kadar iyi bilindiğiyle ilgilidir. İkisi birlikte incelendiğinde hangi ölçümün iyileştirilmesi gerektiği anlaşılır. Sonuç gereğinden fazla basamakla yazılmaz: ölçümler yaklaşık yüzde bir belirsizlik taşıyorsa altı ondalık basamaklı verim sunmak anlamlı değildir. Hesap sırasında ara basamaklar korunur, yuvarlama sonuçta yapılır.

Bölümün özeti

- Kuvvet, enerji ve güç farklı fiziksel büyüklüklerdir; birimleriyle birlikte kullanılmalıdır.
- Enerji dengesi kurulmadan önce sistem sınırı ve kararlı/geçici durum seçilir.
- Verim hesabında giriş ve yararlı çıkış aynı sınır ve zaman aralığına ait olmalıdır.
- Ölçüm sonucu, birimi ve belirsizliğiyle anlam kazanır.

Bölüm sonu soruları

- 2.1 Bir bataryanın 60 kWh, bir motorun 100 kW olarak tanımlanması neden çelişki değildir?
- 2.2 Sabit hızla giden taşıtta tahrik kuvveti sıfır mıdır? Açıklayınız.
- 2.3 Kararlı durumda çalışan motorda enerji birikiminin sıfır olması ne anlama gelir?
- 2.4 200 N·m tork üreten mil 3000 dev/dak ile dönmektedir. Mil gücünü kW cinsinden hesaplayınız.
- 2.5 Bir soğutucunun debisi 0,20 kg/s, özgül ısısı 3800 J/(kg·K), giriş ve çıkış sıcaklıkları 70 ve 80 °C'dir. Aldığı ısı gücü bulunuz.
- 2.6 18 kW sabit güç 25 dakika boyunca çekilmektedir. Enerjiyi kWh ve MJ olarak hesaplayınız.
- 2.7 İki sıcaklık arasındaki Carnot verimi hesaplanırken Celsius değerlerinin kullanılması neden yanlıştır?
- 2.8 Torkun bağıl standart belirsizliği %2, devrin %0,2 ise güç ölçümünü geliştirmek için önce hangi ölçüme odaklanırsınız?

3. İçten yanmalı motorların çalışma esasları

Öğrenme hedefleri

- Dört zamanlı çevrimde piston, supap ve krank hareketlerini açıklamak.
- Buji ile ateşleme ve sıkıştırma ile ateşlemenin temel farkını ayırt etmek.
- Motor hacmi, sıkıştırma oranı, tork, güç ve özgül tüketimi hesaplamak.
- İdeal çevrim ile gerçek motor davranışını birbirinden ayırmak.

İçten yanmalı motor, yakıtın kimyasal enerjisini silindir içindeki yanma yoluyla kısmen mekanik işe dönüştürür. Bu dönüşüm yalnızca yanma anından oluşmaz; havanın alınması, sıkıştırılması, gazların genleşmesi ve silindirden uzaklaştırılması birlikte çalışmalıdır. Bir motorun başarısı en büyük gücünün yanında farklı yüklerdeki verimi, dayanıklılığı, ısıl davranışı ve denetlenebilirliğiyle değerlendirilir. Bu bölüm pistonlu dört zamanlı motorun temel işleyişini ve performansı anlatmak için kullanılan büyüklükleri ele alır.

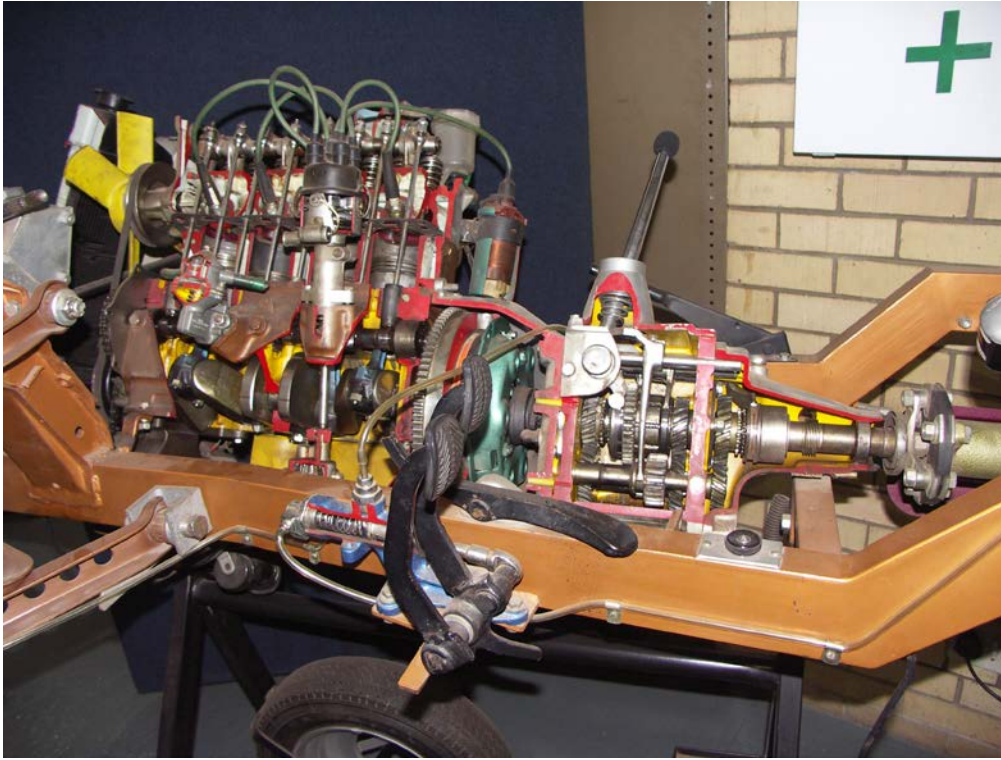
3.1. Pistonlu motorun mekanik yapısı

Silindir, pistonun doğrusal hareketine kılavuzluk eder. Piston üzerindeki gaz basıncı biyel üzerinden krank miline iletilir; krank mekanizması doğrusal hareketle dönme hareketi arasında bağlantı kurar. Pistonun silindir kapağına en yakın konumu üst ölü nokta, en uzak konumu alt ölü nokta olarak adlandırılır. Bu iki konum arasındaki mesafe stroktur. Ölü nokta terimi piston hızının anlık olarak sıfır olmasını anlatır; krank milinin durduğu anlamına gelmez.

Emme ve egzoz supapları silindirin dış ortamla bağlantısını zamanlar. Eksantrik mili, geleneksel mekanik supap düzeninde supapları krank konumuna bağlı olarak açar ve kapatır. Segmanlar sızdırmazlığa, yağ kontrolüne ve piston ısının silindire aktarılmasına katkı verir. Yataklar dönen parçaları taşır; yağlama sistemi temas yüzeyleri arasındaki sürtünme ve aşınmayı sınırlar. Volan ise çevrim boyunca değişen torkun dönme hızında oluşturduğu dalgalanmayı azaltır.

Silindir sayısının artması her silindirdeki çevrim ilkesini değiştirmez. İş zamanları uygun aralıklarla dağıtılarak daha düzgün tork üretilir; buna karşılık parça sayısı, sürtünme ve yerleşim gereksinimleri değişir. Bir motoru tanımlarken silindir sayısı, toplam süpürme hacmi, ateşleme yöntemi ve doldurma biçimi ayrı özellikler olarak verilmelidir. “Büyük motor” ifadesi bu özelliklerden hangisinin kastedildiğini söylemediği için teknik olarak belirsizdir.

Resim 2 üzerinde pistonları, krank bölgesini ve vites kutusunu birbirine göre konumlandırın. Kesit, dönme hareketinin motorun içinden aktarma organlarına nasıl taşındığını somutlaştırır.



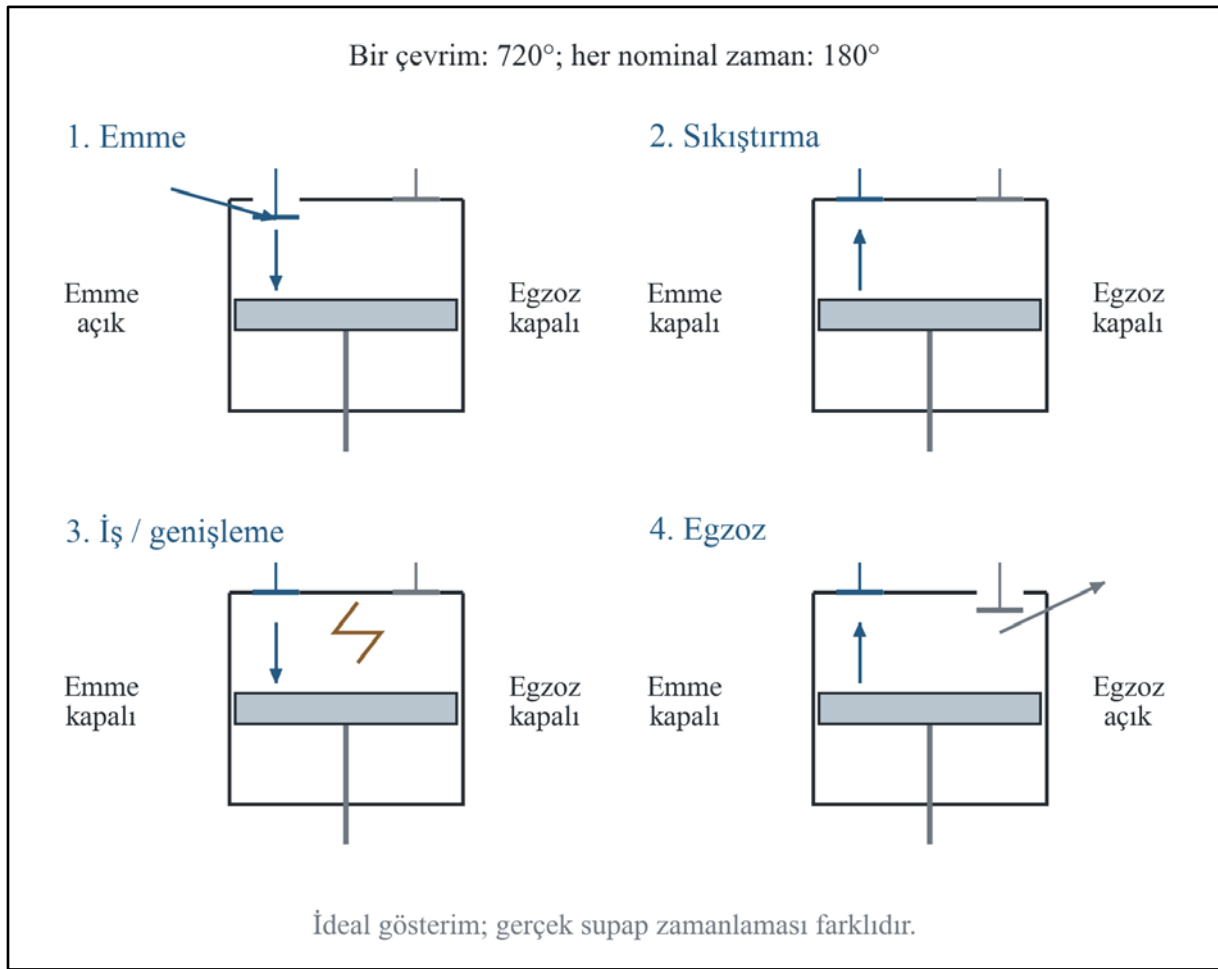
Resim 2 Motor ve vites kutusunun kesiti

İçten yanmalı motor ve manuel vites kutusunun sergileme amacıyla hazırlanmış kesiti. Açılan gövde, ana bileşenlerin birbirine göre konumunun görülmesini sağlar. Fotoğraf: NJR ZA (2008).

3.2. Dört zaman ve ateşleme yöntemleri

Emme zamanında piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya ilerler ve açık emme yolu üzerinden taze dolgu silindire alınır. Sıkıştırma zamanında piston yukarı hareket ederek dolgunun hacmini küçültür. Yanmanın çevresindeki yüksek basınç, genleşme zamanında pistonu aşağı iter. Egzoz zamanında piston yeniden yukarı hareket ederken yanmış gazların büyük bölümü egzoz yoluna atılır. Bir tam dört zamanlı çevrim iki krank devri, yani 720° krank açısı sürer.

Buji ile ateşlemeli motorda yanmayı başlatmak için elektrik kıvılcımı kullanılır. Yakıt emme kanalına veya doğrudan silindire püskürtülebilir; bu nedenle bütün benzinli motorlarda karışımın mutlaka silindir dışında hazırlandığı söylenemez. Sıkıştırma ile ateşlemeli motorda ise sıkıştırılmış sıcak havaya yakıt püskürtülür; uygun koşullarda yakıt kendiliğinden tutuşur. Enerjinin silindir içinde serbestleşmesi ve piston üzerinden mekanik işe dönüşmesi iki yaklaşımın ortak yönüdür (U.S. Department of Energy, 2013).



Şekil 3.1 Dört zamanlı çevrimde piston ve supapların görevleri

Öğretim amacıyla hazırlanmış özgün şema; ölçüm verisi değildir.

Şekil 3.1 işleyişi kolay izlemek için zamanları keskin sınırlarla gösterir. Gerçekte supaplar tam ölü noktada açılıp kapanmak zorunda değildir; akışın ataleti ve doldurma ihtiyacı nedeniyle zamanlama değiştirilir. Emme ve egzoz supaplarının kısa süre birlikte açık kaldığı aralığa supap bindirmesi denir. Yanma da tek bir anda tamamlanmaz. Buji ateşlemesi veya püskürtme başlangıcı krank konumuyla ilişkilendirilerek uygun basınç gelişimi hedeflenir.

Tablo 3.1 Buji ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorların temel karşılaştırması

Özellik	Buji ile ateşleme	Sıkıştırma ile ateşleme
Yanmayı başlatma	Kontrollü kıvılcım	Sıcak sıkıştırılmış havada tutuşma
Yakıtın verilmesi	Kanala veya silindire püskürtme olabilir	Genellikle silindire yüksek basınçlı püskürtme
Yük yönetimi	Hava ve yakıt birlikte yönetilir; kısılma kullanılabilir	Püskürtülen yakıt miktarı temel araçtır; hava yönetimi de önemlidir
Temel sınırlardan biri	Vuruntu ve ısı yükler	Basınç artışı, karışım oluşumu ve ısı yükler

Genel çalışma ilkeleridir; özel yanma stratejileri bu yalın ayırmadan farklılaşabilir.

3.3. Motor geometrisi ve sıkıştırma oranı

Pistonun üst ve alt ölü noktaları arasında süpürdüğü hacim silindir süpürme hacmidir. Kataloglarda belirtilen motor hacmi, bütün silindirlerin süpürme hacimlerinin toplamıdır. Piston üst ölü noktadayken kalan hacim ise boşluk veya yanma odası hacmidir. Bu hacim motorun toplam süpürme hacmine eklenerek

katalog hacmi oluşturulmaz. Sıkıştırma oranı en büyük silindir hacminin en küçük hacme oranıdır; bir basınç oranı değildir.

$$V_{d,1} = \frac{\pi D^2 L}{4}, \quad V_d = z V_{d,1}, \quad r = \frac{V_{d,1} + V_c}{V_c} \quad (3.1)$$

D silindir çapı (m), L strok (m), z silindir sayısı, $V_{d,1}$ tek silindirin süpürme hacmi (m^3), V_d toplam süpürme hacmi (m^3), V_c tek silindirin boşluk hacmi (m^3), r geometrik sıkıştırma oranı (boyutsuz).

Aynı toplam hacme sahip motorlar farklı çap ve strok değerleriyle tasarlanabilir. Bu seçim piston hızı, supap yerleşimi, yanma odası geometrisi ve sürtünme gibi konuları etkiler. Geometrik sıkıştırma oranı da emme supabı kapanma zamanı ve aşırı doldurma nedeniyle gerçek sıkıştırma sürecini tek başına tanımlamaz. Bir motorun basınç ve sıcaklıklarını bulmak için geometriye ek olarak giriş koşulları ve süreç modeli gerekir.

Örnek 3.1 Hacim ve yanma odası hesabı

Öğretim amaçlı dört silindirli bir motorun silindir çapı ve stroku 86 mm, geometrik sıkıştırma oranı 10,5 kabul edilsin. Toplam süpürme hacmini ve tek silindirin boşluk hacmini bulunuz.

$D = L = 0,086$ m alınır. Tek silindir hacmi $\pi \times 0,086^2 \times 0,086/4 = 0,000499557$ m³, yani 499,56 cm³'tür.

Toplam süpürme hacmi $4 \times 499,557214 \approx 1998,23$ cm³, yaklaşık 2,00 L olur.

$r - 1 = V_{d,1}/V_c$ olduğundan $V_c = 499,557214/(10,5 - 1) \approx 52,58$ cm³ bulunur.

Sonuç. 1998,23 cm³ bütün motorun süpürme hacmidir; 52,58 cm³ ise yalnızca bir silindirin boşluk hacmidir. İki farklı kapsam karıştırılmamalıdır.

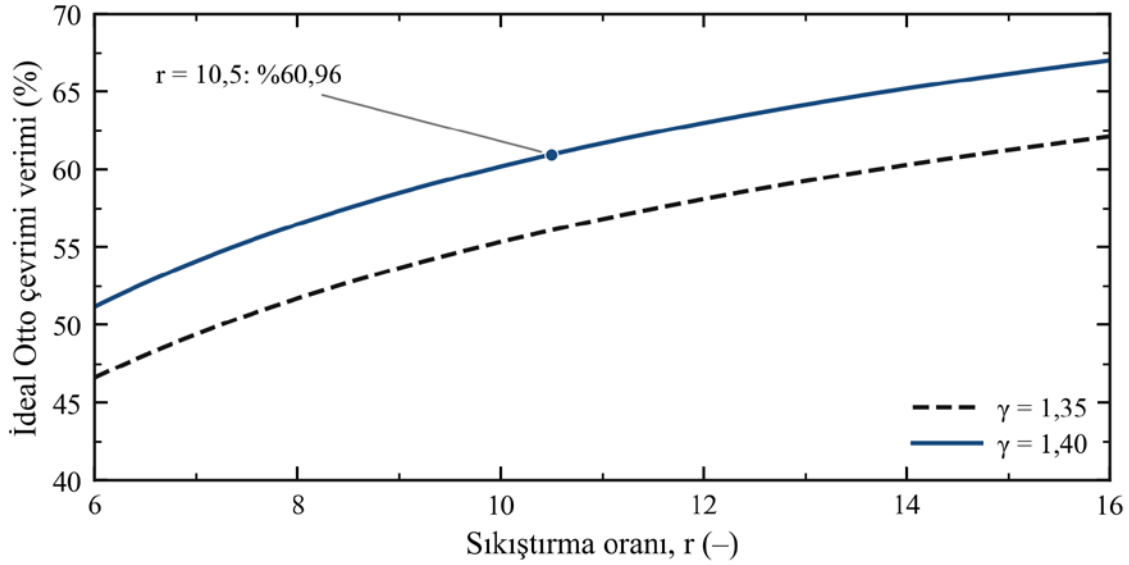
3.4. İdeal çevrimler neyi açıklar?

İdeal hava standart çevrimleri, gerçek motordaki bütün fiziksel olayların ayrıntılı kopyası değildir. Değişmeyen miktarda ideal gaz ve basitleştirilmiş ısı alışverişleri kullanılarak temel eğilimler incelenir. Otto çevriminde ısı girişinin sabit hacimde, ideal Diesel çevriminde ise sabit basınçta gerçekleştiği varsayılır. Bunlar gerçek yanmanın süresini ve kimyasını doğrudan temsil etmez. Sıkıştırma ve genleşme ideal modelde tersinir adyabatik kabul edilir.

$$\eta_{\text{Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \quad (3.2)$$

η_{Otto} hava standart Otto çevriminin ısı verimi (boyutsuz), r sıkıştırma oranı, $\gamma = c_p/c_v$ özgül ısılar oranıdır. Sabit özgül ısılar, ideal gaz, tersinir adyabatik sıkıştırma/genleşme ve sabit hacimde ısı giriş/çıkışı varsayılır.

Şekil 3.2'de sıkıştırma oranı arttıkça ideal verim yükselir. Gerçek motor tasarımında bu eğilim vuruntu, en büyük silindir basıncı, ısı geçişi ve mekanik dayanım gibi sınırlarla birlikte ele alınır. Vuruntu, normal bujiyle başlatılan alev ilerlerken yanmamış karışımın bir bölümünün kendiliğinden tutuşmasıyla ortaya çıkabilen hızlı basınç salınımlarıyla ilişkilidir. İdeal verim bağıntısı bu olayı içermez; dolayısıyla sıkıştırma oranı sınırsız artırılmaz.



Şekil 3.2 İdeal Otto çevriminde sıkıştırma oranının verime etkisi

Öğretim amacıyla hazırlanmış özgün şema; ölçüm verisi değildir.

Gerçek silindirde gaz bileşimi ve özgül ısılar değişir; yanma sonlu sürede gerçekleşir, duvarlara ısı geçer ve gaz değişimi için iş harcanır. Ayrıca mil çıkışına ulaşmadan mekanik sürtünme vardır. İdeal çevrim verimi ile ölçülen fren ısı verimi bu nedenle aynı büyüklük gibi karşılaştırılmamalıdır. Çevrim analizi, model varsayımları içinde değişkenlerin etkisini anlamaya hizmet eder (Moran vd., 2018).

3.5. İndike iş, fren gücü ve tork

Silindir basıncının piston hacmiyle birlikte ölçülmesiyle bir basınç–hacim diyagramı elde edilir. Çevrim boyunca basıncın hacim değişimiyle integrali gazın pistona aktardığı net işi verir. Bu işten hesaplanan güç indike güçtür. Krank milinden dışarıya alınan ölçülebilir güç ise fren gücü olarak adlandırılır. “Fren” sözcüğü taşıtın tekerlek frenini değil, motor deneyinde yük oluşturan dinamometre ölçüm geleneğini ifade eder.

$$W_i = \oint p dV, \quad P_b = \frac{2\pi nT}{60} \quad (3.3)$$

W_i bir silindirin çevrim başına indike işi (J), p silindir basıncı (Pa), V silindir hacmi (m^3), P_b fren gücü (W), n devir (dev/dak), T mil torku (N·m). Tam çevrim integrali net indike işi verir; kapalı sıkıştırma–genleşme halkasıyla sınırlı integral farklı bir kapsamdır.

Net indike güç ile fren gücü arasındaki fark, tanımlanan ölçüm sınırında mekanik sürtünmeye ve motorun çalıştırdığı ilgili yardımcı mekanizmalara gider. Gaz değişimi çevrime dahil edilmemişse pompalama işi ayrıca hesaba katılır. Brüt ve net indike güç terimlerinin karıştırılması mekanik verim hesabını değiştirir. Bu ayırım motor ölçümlerinin yorumlanmasında önemlidir (Heywood, 2018).

$$p_{me,b} = \frac{4\pi T}{V_d} \quad (3.4)$$

$p_{me,b}$ fren ortalama efektif basıncı (Pa), T tork (N·m), V_d toplam süpürme hacmi (m^3). Dört zamanlı motorda çevrim başına iki krank devri vardır. Bu basınç gerçek silindir basıncı değil, çevrim işini hacme oranlayan karşılaştırma büyüklüğüdür.

Ortalama efektif basınç farklı hacimdeki motorların yük düzeylerini karşılaştırmaya yardımcı olur. Aynı torku veren küçük hacimli motorun ortalama efektif basıncı daha yüksek olur. Bununla birlikte bu sayı tek başına dayanım veya kullanım ömrünü belirlemez; gerçek en büyük basınç, sıcaklıklar, malzeme ve yükleme süresi ayrıca gereklidir. Motor karakteristiği değerlendirilirken torkun hangi devirde ve ne kadar süreyle sağlanabildiği belirtilmelidir.

3.6. Yakıt tüketimi ve ısı verim

Saatlik yakıt tüketimi tek başına verim ölçüsü değildir. Yüksek güç üreten motor daha fazla yakıt tüketirken birim iş başına daha az yakıt kullanıyor olabilir. Fren özgül yakıt tüketimi, tüketilen yakıt kütlesinin üretilen fren işine oranıdır. Kararlı noktada yakıt debisinin fren gücüne bölünmesiyle bulunur. Sıfıra yakın güçte bu oran çok büyüyebilir; rölantiyi yalnızca özgül tüketimle tanımlamak uygun değildir.

$$b_e = \frac{\dot{m}_{f,h}}{P_{b,k}}, \quad \eta_b = \frac{3600}{b_e H_u} \quad (3.5)$$

b_e fren özgül yakıt tüketimi (kg/kWh), $\dot{m}_{f,h}$ yakıt debisi (kg/h), $P_{b,k}$ fren gücü (kW), H_u alt ısı değer (kJ/kg), η_b fren ısı verimi. 3600 sayısı 1 kWh = 3600 kJ dönüşümünden gelir. g/kWh için b_e değeri 1000 ile çarpılır.

Örnek 3.2 Bir çalışma noktasının performansı

Öğretim amacıyla 2,00 L dört zamanlı motorda 3000 dev/dak, 180 N·m tork, 15 kg/h yakıt debisi ve 42,7 MJ/kg alt ısı değer kabul edilsin. Fren gücünü, özgül tüketimi, verimi ve fren ortalama efektif basıncını bulunuz.

Fren gücü $2\pi \times 3000 \times 180/60 = 56548,7 \text{ W} = 56,55 \text{ kW}$ olur.

Özgül tüketim $15/56,5487 = 0,26526 \text{ kg/kWh} = 265,3 \text{ g/kWh}$ bulunur.

$H_u = 42700 \text{ kJ/kg}$ kullanılır. Verim $3600/(0,26526 \times 42700) = 0,3178$, yani %31,8'dir.

$V_d = 0,002 \text{ m}^3$ alınır. Ortalama efektif basınç $4\pi \times 180/0,002 = 1130973 \text{ Pa} = 11,31 \text{ bar}$ olur.

Sonuç. Bu dört büyüklük aynı çalışma noktasını farklı açılardan tanımlar; sonuçlar motorun tüm devir ve yük aralığına genellenemez.

3.7. Doldurma, çalışma haritası ve değerlendirme

Motorun iş üretmesi için yeterli hava kütlesinin silindire alınması gerekir. Hacimsel verim, alınan taze hava kütlesini seçilen referans yoğunlukla süpürme hacmini dolduracak hava kütlesine oranlar. Supap zamanlaması, emme yolları, basınç kayıpları ve gaz sıcaklığı doldurmayı etkiler. Aşırı doldurmalı motorda referans olarak çevre yoğunluğu kullanılırsa hacimsel verim birden büyük çıkabilir; bu enerji veriminin yüzde yüzü aşması anlamına gelmez.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{\text{ref}} V_d n / 120} \quad (3.6)$$

η_v hacimsel verim, $\dot{m}_a$ taze hava kütleli debisi (kg/s), ρ_{ref} açıklanmış referans hava yoğunluğu (kg/m³), V_d toplam süpürme hacmi (m³), n devir (dev/dak). Dört zamanlı motorda 120 çarpanı dakika–saniye dönüşümünü ve iki devirde bir emişi içerir.

Devir ile yükün birlikte gösterildiği motor haritasında her nokta farklı bir çalışma koşuludur. Tam yük eğrisi ulaşılabilir üst sınırı, özgül tüketim eğrileri ise enerji kullanımını anlatır. Günlük sürüşte motor çoğu zaman en büyük güç noktasında çalışmaz. Bu nedenle taşıt tüketimini tahmin etmek için tek bir katalog verimi yerine çalışma noktalarının nasıl dağıldığı bilinmelidir. Motor ile aktarmanın birlikte seçilmesi bu noktaların dağılımını değiştirebilir.

Bir deney veya katalog verisi okunurken ölçüm koşulları aranmalıdır: yakıtın alt ısı değeri, emme havasının durumu, motor sıcaklığı ve yardımcı donanımların ölçüme dahil olup olmadığı belirtilmelidir. Aynı isimle sunulan iki güç değeri farklı sınırlarla elde edilmiş olabilir. Temel ilke, önce tanımlı ve birimi kontrol etmek, sonra sayıyı karşılaştırmaktır. Bu alışkanlık sonraki bölümlerdeki yakıt, emisyon ve elektrikli tahrik incelemelerinde de geçerlidir.

Bölümün özeti

- Dört zamanlı motor çevrimi iki krank devrinde tamamlanır.
- Geometrik sıkıştırma oranı bir hacim oranıdır; basınç oranı değildir.
- İndike güç silindir içindeki işi, fren gücü mil çıkışını ifade eder.
- Özgül yakıt tüketimi ve ısı verim karşılaştırılırken yakıtın ısı değeri ve çalışma noktası belirtilmelidir.

Bölüm sonu soruları

- 3.1 Dört zamanlı bir motorda bir çevrim kaç krank devri sürer? Zamanları sıralayınız.
- 3.2 Geometrik sıkıştırma oranı neden silindir basınçlarının oranı olarak tanımlanamaz?
- 3.3 Fren gücü ile net indike güç arasındaki farkın başlıca nedeni nedir?
- 3.4 Tek silindirin süpürme hacmi 400 cm^3 , boşluk hacmi 40 cm^3 'tür. Sıkıştırma oranını bulunuz.
- 3.5 Motor 2500 dev/dak hızda $150 \text{ N}\cdot\text{m}$ tork vermektedir. Fren gücünü bulunuz.
- 3.6 40 kW fren gücünde yakıt debisi 12 kg/h ve alt ısı değeri $42,5 \text{ MJ/kg}$ 'dır. Özgül tüketimi ve fren ısı verimini hesaplayınız.
- 3.7 Aşırı doldurmalı motorda hacimsel verimin %110 bulunması mutlaka hesap hatası mıdır?
- 3.8 İdeal Otto veriminin %60, ölçülen fren ısı veriminin %32 olması nasıl yorumlanmalıdır?

4. Yakıtlar, yanma ve egzoz emisyonları

Öğrenme hedefleri

- Yakıt özelliklerini motorun çalışma gereksinimleriyle ilişkilendirmek.
- Hava–yakıt oranını, hava fazlalık katsayısını ve yakıt enerjisini hesaplamak.
- Kirletici oluşumunu egzoz arıtma işlevlerinden ayırmak.
- Yakıt ve emisyon karşılaştırmalarında sistem sınırını belirlemek.

Bir motorun yakıt deposundan aldığı sıvı veya gaz, yalnızca enerji taşımaz; yanmanın başlayışını, alevin ilerleyişini ve egzozun bileşimini de etkiler. Bu nedenle aynı litre tüketimi, farklı yakıtlar için aynı enerji kullanımı anlamına gelmez. Otomotiv mühendisi önce yakıtın hangi özelliğini karşılaştırdığını tanımlar, ardından motorun bu yakıtı hangi koşullarda kullandığını inceler. Bu bölüm, kimyasal ayrıntılara boğulmadan yakıt, hava, faydalı iş ve emisyon arasındaki bağı kurar.

4.1. Yakıtın enerji ve tutuşma özellikleri

Alt ısı değer, yanma ürünlerindeki suyun buhar olarak kaldığı kabulüyle birim yakıttan açığa çıkan ısıdır. Üst ısı değer ise suyun yoğunlaşmasıyla geri kazanılabilecek ısıyı da içerir. Taşıt motoru hesaplarında alt ısı değer sık kullanılır. İki verim değeri karşılaştırılırken paydadaki enerji tanımı aynı olmalıdır. Üst ısı değere göre hesaplanan verim, aynı faydalı iş için alt ısı değere göre hesaplanandan daha küçüktür. Bu fark motorun değişmesinden değil, hesap temelini değişmesinden doğar.

Kütlesel enerji içeriği MJ/kg, hacimsel enerji içeriği MJ/L ile belirtilir. Aralarında yakıt yoğunluğu üzerinden ilişki kurulur. DOE yakıt karşılaştırması, yakıtların hacim veya kütle temelinde ayrı incelenmesi gerektiğini gösterir; özellikle gazlarda depolama koşulları hacimsel karşılaştırmayı etkiler (U.S. Department of Energy, t.y.-d). Hidrojenin kütlesel enerji içeriğinin yüksek olması, bir taşıt deposunun küçük veya hafif olacağını tek başına göstermez. Tankın basıncı, malzemesi ve kullanılabilir yakıt miktarı da değerlendirmeye girer.

Oktan sayısı benzinli motorda istenmeyen vuruntulu yanmaya karşı dayanımı, setan sayısı ise dizel yakıtın tutuşma eğilimini anlatır. İki ölçek birbirinin karşılığı değildir. Daha yüksek oktan, kendiliğinden daha yüksek ısı değer veya her motorda daha düşük tüketim demek değildir. Motorun sıkıştırma oranı, ateşleme denetimi ve üretici gereksinimleri birlikte düşünülür. Viskozite, uçuculuk, yağlayıcılık ve düşük sıcaklık davranışı da besleme sistemini etkiler. Yakıt seçimi yalnızca tek bir sayı üzerinden yapılamaz.

Tablo 4.1 Yakıt özellikleri ve mühendislikteki karşılıkları

Özellik	Temel soru	Olası etkisi
Alt ısı değer	Birim kütle ne kadar enerji taşır?	Kütlesel yakıt tüketimi
Yoğunluk	Bir litre kaç kilogramdır?	Hacimsel tüketim hesabı
Oktan sayısı	Vuruntuya dayanım nasıldır?	Benzinli motor çalışma sınırı
Setan sayısı	Sıkıştırma ile tutuşma eğilimi nasıldır?	Dizelde tutuşma gecikmesi
Viskozite ve uçuculuk	Yakıt nasıl akar ve buharlaşır?	Püskürtme ve karışım oluşumu

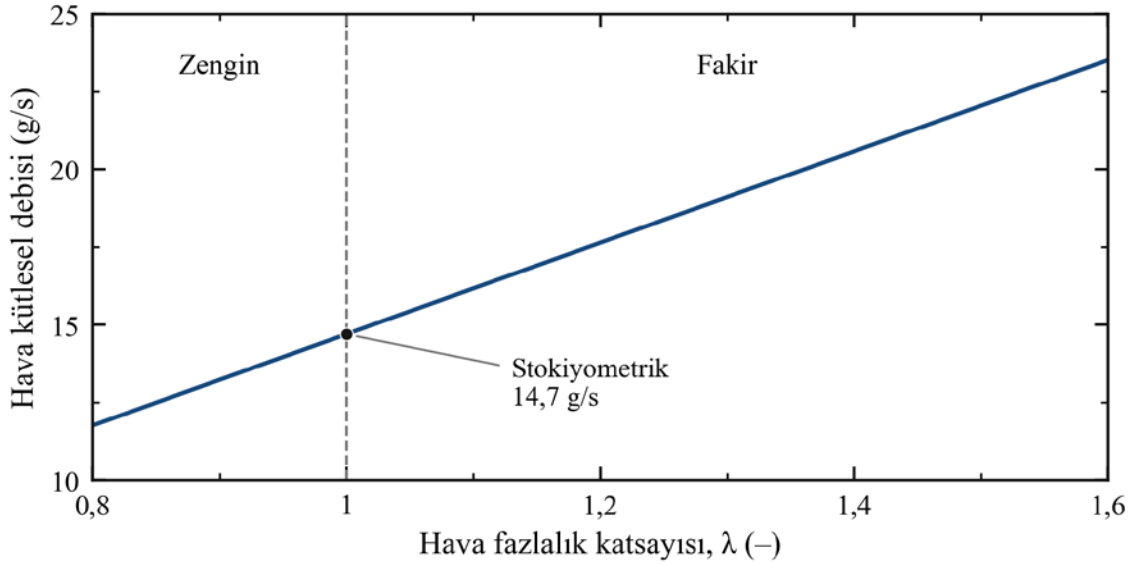
4.2. Hava–yakıt oranı ve stokiyometri

Stokiyometrik karışım, yakıtın ideal tam yanması için gereken oksijenin tam olarak sağlandığı karışımdır. Hava yalnızca oksijenden oluşmadığından gerekli hava kütlesi, gerekli oksijen kütlelerinden büyüktür. Gerçek benzin çok sayıda bileşen içerir; tek bir kimyasal formülle kusursuz temsil edilemez. Bu nedenle temel hesaplarda verilen stokiyometrik hava–yakıt oranı kullanılır. Yakıt bileşimi değiştiğinde bu oran da değişebilir. Eğitim örneklerindeki 14,7 değeri bütün benzin karışımları için değişmez bir sabit olarak alınmamalıdır.

$$A/F = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}, \quad \lambda = \frac{(A/F)}{(A/F)_{st}} \quad (4.1)$$

A/F gerçek hava–yakıt kütle oranıdır (kg hava/kg yakıt); $\dot{m}_a$ hava, $\dot{m}_f$ yakıt kütle debisidir (kg/s). $(A/F)_{st}$ stokiyometrik oran, λ boyutsuz hava fazlalık katsayısıdır. Aynı zaman aralığındaki debiler kullanılmalıdır.

$\lambda = 1$ stokiyometrik, $\lambda < 1$ zengin, $\lambda > 1$ fakir karışımdır. “Zengin” sözcüğü daha fazla yakıtın bulunmasını anlatır; mutlaka daha iyi yanma veya daha yüksek verim anlamına gelmez. Silindirin toplam hava fazlalığı ile her küçük bölgesindeki karışım aynı değildir. Özellikle püskürtmeli yanmada yerel olarak zengin ve fakir bölgeler birlikte bulunabilir. Şekil 4.1, sabit yakıt debisinde λ arttıkça gerekli hava debisinin nasıl yükseldiğini gösterir.



Şekil 4.1 Sabit yakıt debisinde hava fazlalığının hava gereksinimine etkisi

Hesapta yakıt debisi 1 g/s ve stokiyometrik hava–yakıt kütle oranı 14,7 alınmıştır. Eğriler kuramsaldır.

Örnek 4.1 Gerekli hava debisi

Öğretici bir motor hesabında yakıt debisi 2,00 g/s, stokiyometrik hava–yakıt oranı 14,7 ve hedef $\lambda = 1,15$ alınsın. Hava debisini bulunuz.

Gerçek hava–yakıt oranı: $A/F = 1,15 \times 14,7 = 16,905$ kg hava/kg yakıt.

Yakıt debisi 0,00200 kg/s olduğundan hava debisi $\dot{m}_a = 16,905 \times 0,00200 = 0,03381$ kg/s olur.

Sonuç. Hava debisi 33,81 g/s ve karışım fakirdir. Bu sonuç, bütün silindir bölgelerinin eşit ölçüde fakir olduğunu göstermez.

4.3. Gerçek yanma neden idealden ayrılır?

İdeal tam yanma varsayımı, kimyasal denklik kurmayı kolaylaştırır. Gerçek motorda ise yakıtın buharlaşması, hava ile karışması ve kimyasal tepkimelerin ilerlemesi için sınırlı süre vardır. Duvarlara yakın bölgelerin soğuk olması, dar aralıklarda alevin sönmesi veya oksijenin yakıtı zamanında ulaşamaması eksik yanmaya yol açabilir. Ateşleme zamanı ve püskürtme düzeni, yalnızca güç üretimini değil, basıncın krank açısı boyunca değişimini de belirler. Dolayısıyla iyi yanma, yakıtı herhangi bir anda tamamen tüketmekten daha kapsamlı bir hedeftir.

Benzinli motorda bujiyle başlayan alevin kontrollü ilerlemesi istenir. Vuruntu, normal alevin önündeki yanmamış karışımın kendiliğinden tutuşmasıyla ilişkili basınç salınımlarıdır. Ön ateşleme ise karışımın planlanan kıvılcımdan önce başka bir sıcak kaynakla tutuşmasıdır. Dizelde püskürtme ile belirgin ısı açığa çıkışı arasındaki süre tutuşma gecikmesi olarak değerlendirilir. Bu olaylar benzer ses veya yüklenme

belirtileri oluşturabilse de aynı mekanizma değildir (Heywood, 2018). Yanma değerlendirilirken motor sıcaklığı, yük, devir ve yakıt özellikleri birlikte kaydedilir.

4.4. Emisyonların oluşumu ve ölçüm temeli

Karbon monoksit ve yanmamış hidrokarbonlar, yakıtın tamamen oksitlenemediği koşullarla ilişkilidir. Azot oksitlerin oluşumu sıcaklık, oksijen bulunabilirliği ve yüksek sıcaklıkta kalma süresinden etkilenir. İş oluşumu ise çoğunlukla yerel yakıtça zengin bölgeler ve yetersiz karışmayla bağlantılıdır. Bu açıklamalar tek değişkenli kurallar değildir: Bir ayar kirleticilerden birini azaltırken diğerini artırabilir. Örneğin sıcaklığı azaltmak bazı azot oksit oluşum yollarını sınırlar, fakat aşırı soğuma yanmanın tamamlanmasını güçleştirebilir.

Tablo 4.2 Emisyon türlerini doğru yorumlamak

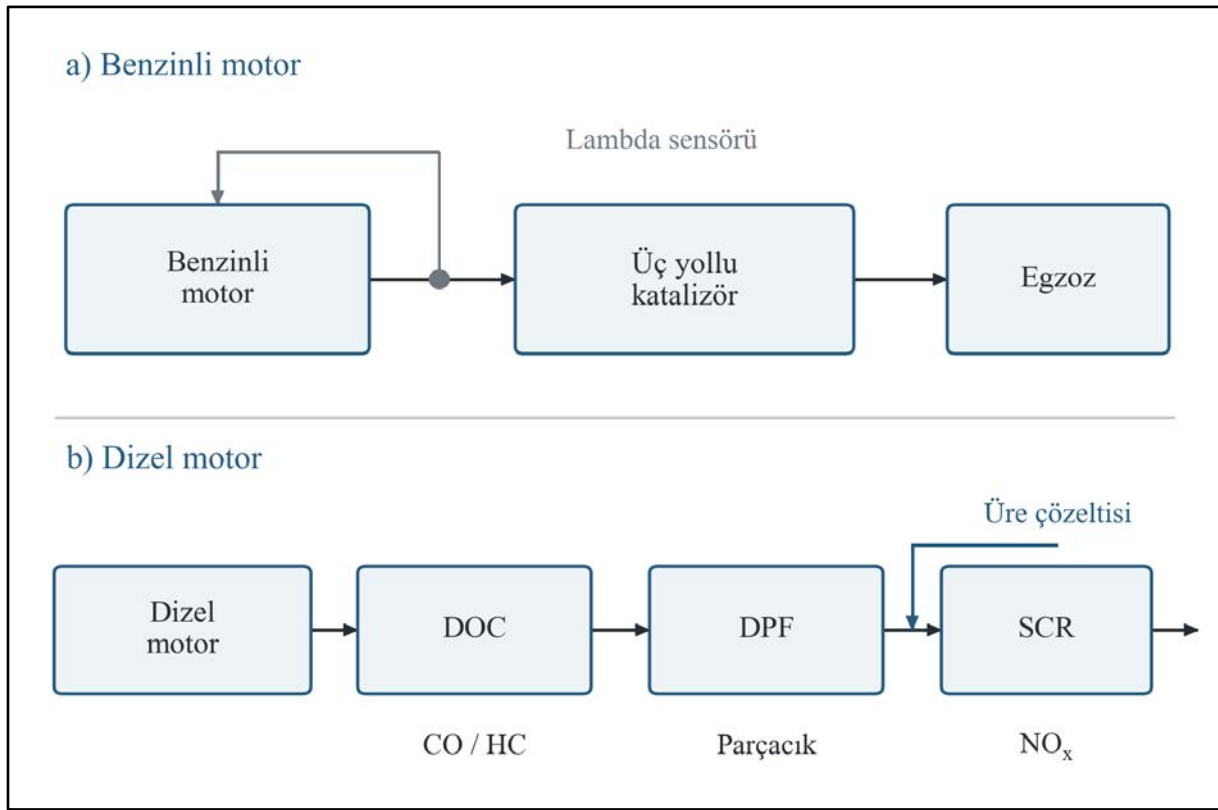
Bileşen	Temel anlamı	Karşılaştırmada dikkat
CO ve HC	Eksik yanma ile ilişkili kirleticiler	Soğuk çalışma ve katalizör sıcaklığı
NO _x	Azot oksitleri grubu	Oluşum ile arıtma etkisi ayrılmalı
PM ve PN	Parçacık kütlesi ve parçacık sayısı	Aynı ölçüt değildir
CO ₂	Karbon içeren yakıtın oksidasyon ürünü	Enerji kullanımı ve iklim etkisi

Hacimsel derişim, kütle debisi ve mesafe başına emisyon birbirine karıştırılmamalıdır. ppm olarak küçük görünen bir derişim, yüksek egzoz debisinde önemli bir kütle salıma karşılık gelebilir. g/kWh motorun ürettiği işe, g/km ise taşıtın aldığı yola göre normalleştirilmiştir. Egzozdaki CO₂ oranının azalması, egzoz debisi ve yakıt tüketimi bilinmeden CO₂ kütlesinin azaldığını kanıtlamaz. Ölçüm raporu ayrıca sıcaklık, nem düzeltilmesi, örnekleme yeri ve test çevrimi gibi koşulları belirtmelidir.

4.5 Egzoz arıtma ve sıcaklığın önemi

Motor çıkışındaki emisyon, egzoz borusu ucundaki emisyon değildir. Üç yollu katalizör uygun koşullarda CO ve HC oksidasyonu ile NO_x indirgenmesini birlikte yürütür; bu nedenle benzinli sistemde karışımın stokiometri çevresinde denetlenmesi önemlidir. Dizel oksidasyon katalizörü CO ve HC dönüşümüne katkı verir. Parçacık filtresi parçacıkları tutar; biriken isin kontrollü giderilmesi rejenerasyon olarak adlandırılır. Bunların her biri ayrı işlev taşır ve bakım gereksinimleri birbirinin yerine geçmez.

Seçici katalitik indirgeme, kısaca SCR, oksijenli egzoz ortamında azot oksitlerini azaltmak için indirgen kullanır. Taşıt uygulamalarında uygun dozlanan üre çözeltilisinden oluşan amonyak bu süreçte görev alır (Bosch Mobility, t.y.-c). Dozlama ve sıcaklık denetimi birlikte önemlidir. Şekil 4.2 temel işlevleri ayırır; gerçek bileşen sırası ve birleşik kaplamalar tasarıma göre değişebilir. Soğuk çalışmada arıtma elemanları etkili sıcaklığa ulaşmadığından kısa yolculukların emisyon davranışı, sıcak motorla uzun yolculuktan farklı olabilir.



Şekil 4.2 Benzinli ve dizel egzoz arıtma işlevlerinin şematik karşılaştırması

İşlevleri açıklayan örnek yerleşimdir; bütün taşıtların gerçek parça sırasını temsil etmez.

Resim 3 dış muhafaza ile içerideki ince kanallı taşıyıcının farklı görevlerini ayırt etmeyi sağlar. Gazın kanallardan geçmesi, etkin yüzeyle temasın sağlanması açısından önemlidir.



Resim 3 Metal taşıyıcılı katalitik dönüştürücü kesiti

Metal taşıyıcılı katalitik konvertörün sergi kesiti. Gövdedeki açıklık, ince kanallı iç yapının dış muhafaza içindeki yerleşimini gösterir. Fotoğraf: Stahlkoher (2004).

4.6. Yakıt tüketimini enerjiye dönüştürmek

$$E_f = V_f \rho_f H_u \quad (4.2)$$

E_f yakıt enerjisidir (MJ), V_f yakıt hacmi (L), ρ_f yoğunluk (kg/L), H_u alt ısı değeridir (MJ/kg). 1 kWh = 3,6 MJ dönüşümü enerji için kullanılır; kW bir güç birimidir.

Örnek 4.2 Litre ile enerji karşılaştırmasının farkı

Öğretici varsayımlarla benzin tüketimi 6,2 L/100 km, yoğunluk 0,745 kg/L ve alt ısı değeri 43 MJ/kg olsun. Aynı kimyasal enerjiyi sağlayan dizel hacmini, dizel için 0,835 kg/L ve 42,5 MJ/kg kabul ederek hesaplayınız.

Benzin kütlesi $6,2 \times 0,745 = 4,619$ kg/100 km olur. Enerji $4,619 \times 43 = 198,617$ MJ/100 km, yani 55,17 kWh/100 km'dir.

Varsayılan dizelin hacimsel enerji içeriği $0,835 \times 42,5 = 35,4875$ MJ/L'dir. Eşdeğer hacim $198,617/35,4875 = 5,60$ L/100 km bulunur.

Sonuç. 5,60 L yalnızca eşit yakıt enerjisini ifade eder. İki farklı motorun gerçek tüketimi, verimlerinin ve çalışma noktalarının da bilinmesini gerektirir.

4.7. Karşılaştırmanın sınırını doğru çizmek

Bir yakıtın çevresel değerlendirmesi egzozla sınırlanabilir veya üretim, taşıma, depolama ve kullanım aşamalarını içerebilir. İkinci yaklaşımda elektrik üretimi, tarımsal girdiler, hidrojen üretim yolu veya sentetik yakıtın karbon kaynağı sonuçları değiştirebilir. Egzozda karbon içermeyen bir yakıtın bütün yaşam döngüsünde etkisiz olduğu söylenemez. Benzer biçimde biyolojik kökenli yakıtlarda üretim kaynakları ve arazi kullanımı göz ardı edilmemelidir. Aynı işlevsel birim, örneğin yolcu-kilometre veya taşınan yük başına mesafe, karşılaştırmayı anlamlı kılar.

Mühendislik raporunda üç bilgi açıkça ayrılır: ölçülen değer, literatürden alınan özellik ve hesap için seçilen varsayım. Bu bölümdeki sayısal örnekler üçüncü gruptadır. Gerçek bir yakıt numunesinin özellikleri, yalnızca ticari adına bakılarak kesinleştirilmez. İki tüketim veya emisyon sonucu arasındaki fark yorumlanırken test koşulları ve ölçüm belirsizliği de dikkate alınır. Böylece öğrencinin amacı “en iyi yakıt”ı koşulsuz seçmekten, belirli motor ve görev için gerekçeli bir karar vermeye dönüşür.

Bölümün özeti

- Yakıtın enerji içeriği, tutuşma özelliği ve depolama gereksinimi ayrı kavramlardır.
- Hava fazlalık katsayısı toplam karışımı tanımlar; yerel yanma bölgelerini tek başına açıklamaz.
- Motor çıkışı, egzoz çıkışı ve yaşam döngüsü değerlendirmeleri farklı sistem sınırları kullanır.

Bölüm sonu soruları

- 4.1 Alt ve üst ısı değer arasındaki fark nedir? Aynı motor için hangisine dayalı verim daha küçüktür?
- 4.2 Oktan sayısının artması yakıtın enerji içeriğinin mutlaka arttığını gösterir mi? Gerekçelendiriniz.
- 4.3 Parçacık filtresi ile SCR sisteminin temel görevleri nasıl ayrılır?
- 4.4 Yakıt debisi 3 g/s, hava debisi 52,92 g/s ve stokiyometrik $A/F = 14,7$ ise λ değerini bulunuz.
- 4.5 Varsayımsal bir yakıtın 8 L'si, 0,80 kg/L yoğunluk ve 40 MJ/kg alt ısı değerinde kaç MJ ve kaç kWh enerji içerir?
- 4.6 Bir arıtma elemanının girişindeki kirletici debisi 0,80 g/s, çıkışındaki 0,12 g/s ise kütleli dönüşüm yüzdesini bulunuz.
- 4.7 Bir rapor, daha düşük egzoz CO₂ yüzdesine dayanarak daha düşük kilometre başına CO₂ ilan etmektedir. Hangi bilgiler eksiktir?
- 4.8 Aynı taşıtın kısa ve soğuk yolculuğu ile uzun ve sıcak yolculuğunda litre başına eşit kirletici oluşacağını varsaymak neden sakıncalıdır?

5. Kavrama, vites kutuları ve güç aktarma

Öğrenme hedefleri

- Dişli oranından tekerlek devri, torku ve çekiş kuvveti hesaplamak.
- Kavrama ve farklı vites kutusu türlerinin görevlerini açıklamak.
- Diferansiyelin virajdaki hareket gereksinimini nasıl karşıladığını göstermek.
- Güç aktarma kayıplarını motor ve tekerlek gücü arasında izlemek.

Motor yüksek devirde dönerken taşıt yavaş ilerleyebilir; aynı motor farklı viteslerde farklı hızlara ulaşabilir. Bu gözlem, güç aktarmanın yalnızca dönmeyi iletmediğini, tork ile dönme hızını göreve uygun biçimde dönüştürdüğünü gösterir. Kalkışta yeterli çekiş, seyirde uygun motor devri ve virajda tekerlekler arasında hız farkı gerekir. Kavrama, vites kutusu, son dişli ve diferansiyel bu gereksinimleri birlikte karşılar. Her parça değerlendirilirken giriş ile çıkışın hangi mil üzerinde tanımlandığı açık tutulmalıdır.

5.1. Güç aktarma sisteminin görevi

İçten yanmalı motor dururken sürekli tork üretemez; çalışmasını sürdürebilmek için belirli bir dönme hızına ihtiyaç duyar. Taşıt ise sıfır hızdan kalkar ve geniş bir hız aralığında kullanılır. Ayrıca yokuşta, hızlanmada ve sabit hızlı seyirde gereken tekerlek kuvvetleri farklıdır. Güç aktarma sistemi, motorun kullanılabilir devir ve tork alanını bu gereksinimlerle eşleştirir. Bu nedenle vites sayısı tek başına kalite ölçüsü değildir; oranların aralığı, geçişleri, kayıpları ve denetim stratejisi birlikte önemlidir.

Önden çekişli bir düzende motor, vites kutusu ve diferansiyel çoğu kez aynı bölgede yer alır. Arkadan itişli bir düzende güç, düzenlemeye bağlı olarak uzun bir şaftla arka aksa taşınabilir. Dört tekerlekten çekişte iki aks arasındaki dağıtım için ek mekanik veya elektrikli düzenekler gerekir. Elektrikli taşıtlarda bir ya da birden fazla motor, sabit oranlı redüktörlerle tekerleklerle bağlanabilir. Yerleşim değişse de güç ve kinematik denklilikleri aynı temel ilkelerle yazılır.

Vites kutusunu seçmek, motor ile taşıtın birlikte tasarlandığı bir eşleştirme problemidir. Kalkış kabiliyeti, azami hız, verim, dayanım, paketlenme ve sürüş konforu birbirini etkiler. Güç aktarma tasarımının kapsamı, yalnızca dişli hesabından şaftlara, kavramalara ve denetime kadar uzanır (Naunheimer vd., 2011). İnceleme yapılırken sistemin hangi işletme koşulu için değerlendirildiği belirtilmelidir; aynı düzenek şehir içinde ve uzun yolda farklı kayıp dağılımları gösterebilir.

5.2. Dişli oranı, hız ve tork

Bu bölümde dişli oranı, giriş dönme hızının çıkış dönme hızına bölünmesiyle tanımlanır. Oranın birden büyük olması hız azaltma ve ideal durumda tork büyütme anlamına gelir. Birden küçük oran ise çıkış milini daha hızlı döndürür. Bu tanım açık yazılmalıdır; farklı kaynaklarda ters oranla karşılaşılabilir. Dişli teması, enerji yaratmaz. İdeal bir dişli takımında torkun büyümesi, çıkış açısal hızının azalmasıyla dengelenir.

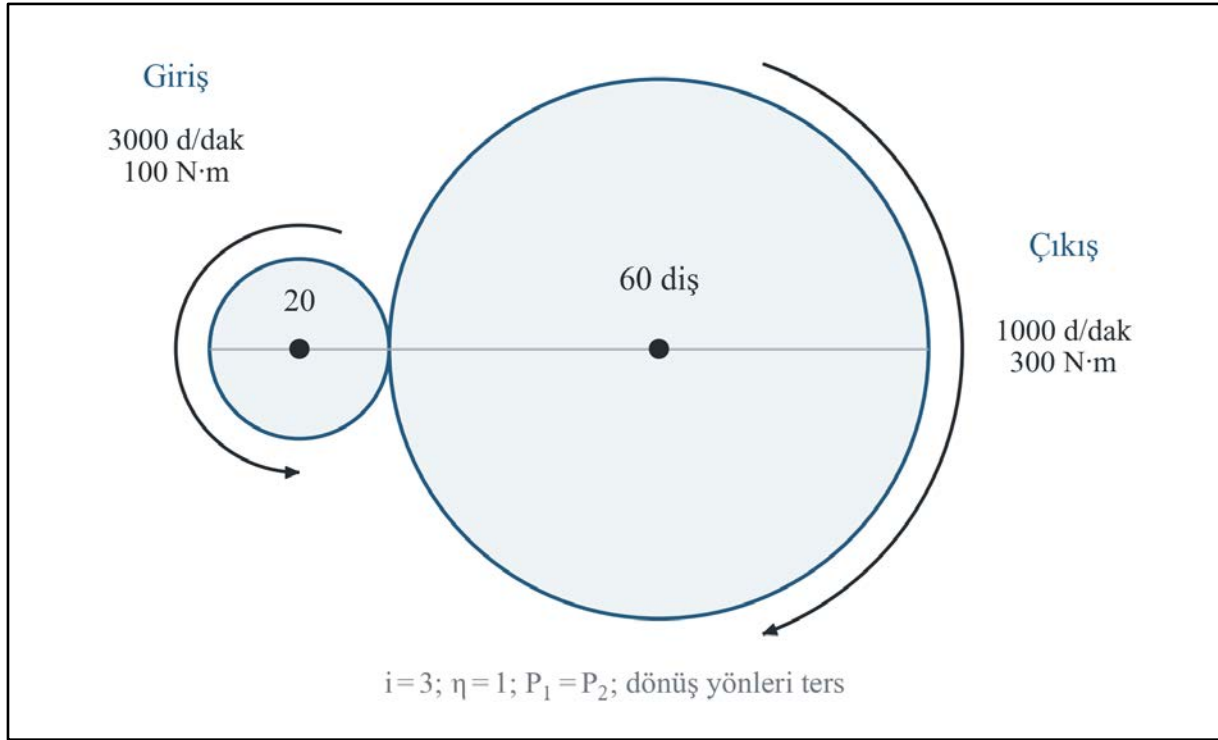
$$i = \frac{n_{in}}{n_{out}} = \frac{z_{out}}{z_{in}}, \quad T_{out} = \eta i T_{in} \quad (5.1)$$

i boyutsuz dişli oranı, n dönme hızı (d/dak), z diş sayısı, T tork (N·m), η mekanik verimdir. Diş sayısı ilişkisi basit dıştan kavraşan iki dişlinin hız büyüklükleri içindir; dönme yönleri terstir. Tork ilişkisi kararlı güç aktarımı için yazılmıştır.

Ardışık kademelerde toplam oran, kademe oranlarının çarpımıdır. Motor ile tekerlek arasındaki hesapta vites kutusu oranına son dişli oranı da katılır. Şekil 5.1 basit bir dişli çiftinde hız ve tork değişimini gösterir. Gerçek bir hızlanmada dönen parçaların ataletleri de tork ister; aşağıdaki bağıntı, bu geçici etki ihmal edildiğinde tekerleklerde kullanılabilen kuvveti verir. Kayma yoksa tekerleğin çevresel hızı taşıt hızına eşittir.

$$F_t = \frac{T_e i_g i_o \eta_t}{r_d}, \quad v = \frac{2\pi r_d n_e}{60 i_g i_o} \quad (5.2)$$

F_t toplam tahrik kuvveti (N), T_e motor torku (N·m), i_g vites oranı, i_o son dişli oranı, η_t toplam verim, r_d dinamik yuvarlanma yarıçapı (m), n_e motor devri (d/dak), v hızdır (m/s). Kavrama kapalı, tekerlek kayması ihmal ve oranlar sabit kabul edilmiştir.



Şekil 5.1 Basit bir dişli çiftinde tork ve dönme hızı dönüşümü

İdeal ve kararlı aktarım örneğidir; dişli sürtünmesi ve atalet etkileri ihmal edilmiştir.

Örnek 5.1 Tekerlek kuvveti ve taşıt hızı

Öğretici bir düzenekte motor torku $200 \text{ N}\cdot\text{m}$, devir 3000 d/dak , vites oranı $3,5$, son dişli oranı $4,0$, toplam verim $0,90$ ve yuvarlanma yarıçapı $0,30 \text{ m}$ alınsın. Tekerlek kuvvetini ve hızı hesaplayınız.

Toplam oran $3,5 \times 4,0 = 14$ 'tür. Toplam tekerlek torku $200 \times 14 \times 0,90 = 2520 \text{ N}\cdot\text{m}$ olur.

Kuvvet $F_t = 2520/0,30 = 8400 \text{ N}$ 'dir. Tekerlek devri $3000/14 = 214,29 \text{ d/dak}$ bulunur.

Hız $v = 2\pi \times 0,30 \times 214,29/60 = 6,732 \text{ m/s} = 24,24 \text{ km/h}$ olur.

Sonuç. İletim hesabı 8400 N verir; yolun sağlayabileceği tutunma daha düşükse bu kuvvetin tamamı kullanılamaz. Giriş gücü $62,83 \text{ kW}$, tekerlek gücü $56,55 \text{ kW}$ olup $\%90$ verimle uyumludur.

5.3. Kavrama ve kalkış

Kavrama, motor ile vites kutusu arasındaki bağlantıyı kurar veya keser. Kuru sürtünmeli kavramada baskı kuvveti, balata yüzeylerinin tork iletmesini sağlar. Pedal bırakılırken yüzeyler arasında bir süre göreceli dönme vardır; bu sırada mekanik enerjinin bir bölümü ısıya dönüşür. Kavrama tamamen bağlandığında giriş ve çıkış devirleri eşitlenir. Motor devri artarken taşıtın beklenen ölçüde hızlanmaması, uygun koşullarda değerlendirildiğinde kavrama kaymasına işaret edebilir; tek belirtiyse kesin arıza kararı verilmez.

Kalkış konforu için kaymanın zamana yayılması yararlı olabilir, fakat uzun süreli kayma ısı yükü büyütür. Aktarılan tork ile giriş-çıkış açısal hız farkının çarpımı, yaklaşık kayma gücünü verir. Bu yüzden yokuşta taşıtı uzun süre yarım kavramayla sabit tutmak, normal bir sürüş kontrolü olarak düşünülmemelidir. Çok plakalı ıslak kavramalarda yağ soğutma ve sürtünme davranışına katılır. Yağın varlığı kaybı tamamen kaldırmaz; sistemin ısıl yönetimini ve tork kapasitesini değiştirir.

Tork konvertörü, pompa çarkı, türbin ve stator üzerinden akışkanla güç aktarır. Belirli çalışma koşullarında tork çoğaltması sağlayabilir; giriş ile çıkış arasında hız farkı bulunması kayıp doğurur. Kilitleme kavraması uygun işletme alanında mekanik bağlantı kurarak bu kaymayı azaltır. Dolayısıyla “otomatik vites her zaman akışkan kaymasıyla çalışır” ifadesi doğru değildir. Kalkış elemanı ile oran değiştirme mekanizması ayrı bileşenlerdir; birini tanımak diğerinin bütün özelliklerini açıklamaz.

5.4. Kademeli vites kutuları

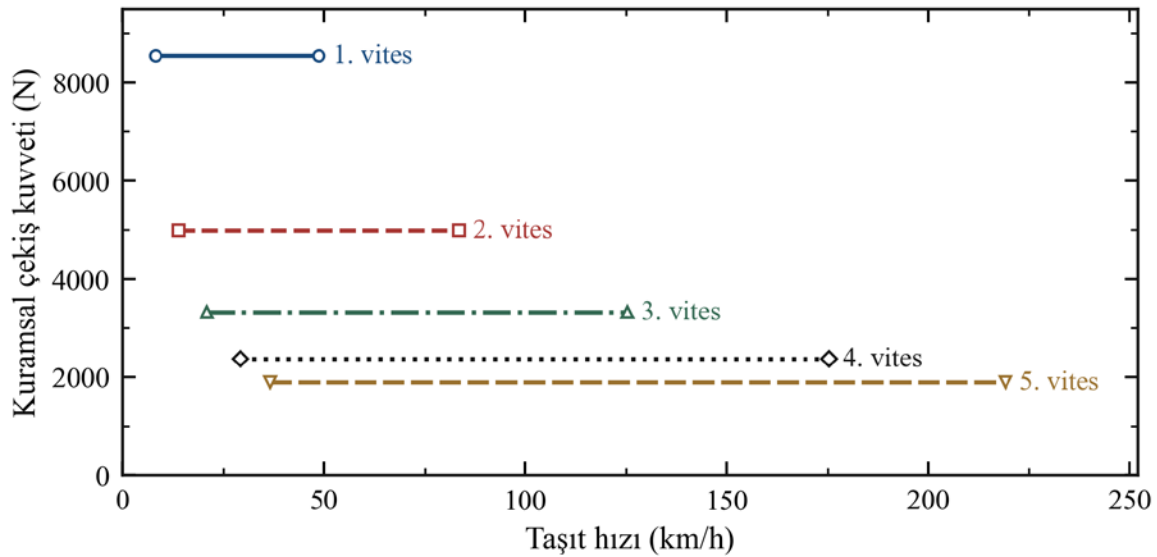
Manuel vites kutusunda sürücü kavramayı ve vites seçimini yönetir. Senkromeç, ilgili parçaların hızlarını birbirine yaklaştırarak kavramanın uygun koşullarda gerçekleşmesine yardım eder. Otomatikleştirilmiş manuel kutuda benzer işlevleri eyleyiciler yürütür. Klasik kademeli otomatik kutuda planet dişli takımları ve kavrama/fren elemanları farklı oranları oluşturabilir. Çift kavramalı kutuda iki ayrı güç yolu bulunur; bir sonraki oran uygun koşullarda önceden seçilerek geçiş süresi kısaltılabilir. Bu temel ayrımlar üretici teknik açıklamalarında da kullanılır (Bosch Mobility, t.y.-b).

Tablo 5.1 Yaygın vites kutusu türlerinin temel ayrımları

Tür	Oran ve bağlantı	Mühendislikte dikkat
Manuel	Sabit kademeler; sürücü kumandası	Sürücü davranışı ve geçiş kesintisi
Otomatikleştirilmiş manuel	Kademeler; eyleyicili kumanda	Geçiş sırasında tork yönetimi
Kademeli otomatik	Çoklu oran; otomatik kumanda	Hidrolik kayıplar ve kilitleme
Çift kavramalı (DCT)	İki güç yolu; kademeli oran	Kavrama ısısı ve geçiş uyumu
Sürekli değişken (CVT)	Belirli sınırlar içinde sürekli oran	Tork kapasitesi ve sıkma kayıpları

Tablo bir verim sıralaması değildir; gerçek sonuç tasarıma ve görev çevrimine bağlıdır.

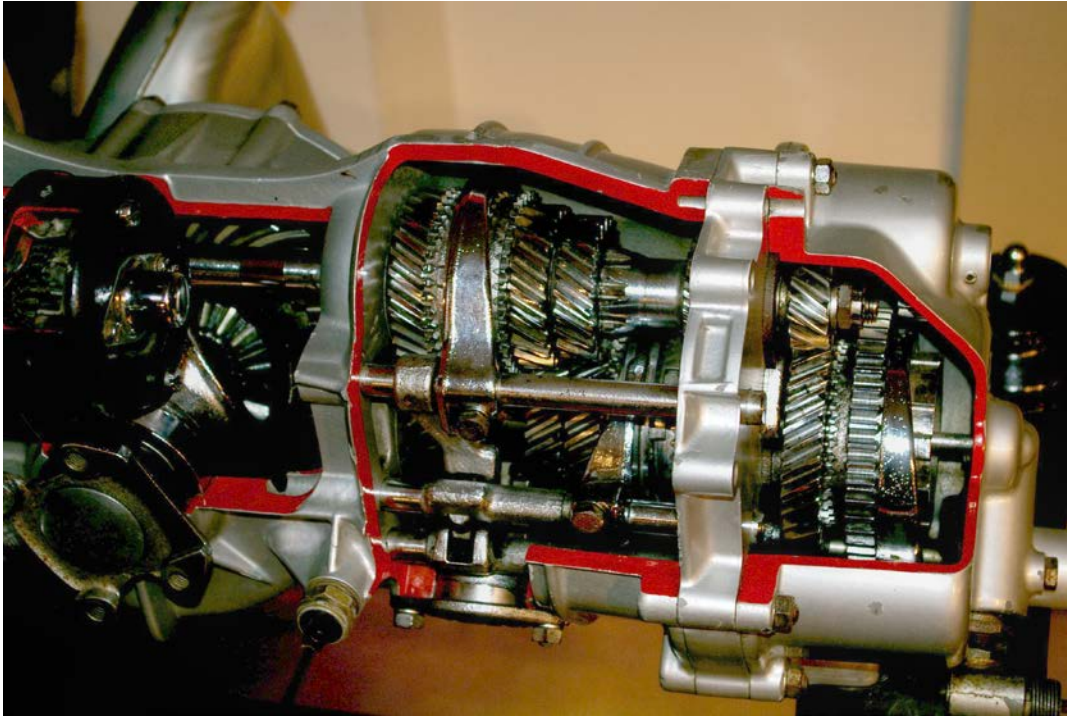
Vites değişimi yalnızca dişli seçimi değildir. Motor torkunun, kavrama basıncının ve mil hızlarının zaman içinde uyumlu değişmesi gerekir. Çok hızlı bir geçiş yüksek ivme değişimine ve rahatsızlığa, fazla yavaş geçiş ise uzun kayma süresine yol açabilir. Şekil 5.2, sabit motor torku varsayımı altında oran büyüdükçe tekerlek kuvvetinin arttığını, aynı motor devir aralığında taşıt hızının azaldığını gösterir. Gerçek eğrilerde motor torku devirle değiştiği için çizgiler yatay kalmaz.



Şekil 5.2 Vites oranının hız aralığına ve çekiş kuvvetine etkisi

Sabit torklu öğretici modeldir; motor güç sınırı, lastik tutunması ve vites geçişi uygulanmamıştır.

Resim 4 dişlilerin tek başına çalışmadığını gösterir. Miller, yataklar ve seçme düzeni birlikte değerlendirilerek girişten çıkışa izlenen mekanik yol anlaşılabilir.



Resim 4 Manuel vites kutusunun iç yerleşimi

Manuel vites kutusunun kesit görünümü. Dişli çiftleri, miller ve seçme mekanizmasının yerleşimi aynı gövde üzerinde görülebilir. Fotoğraf: BerndB-commonswiki (2006).

5.5. Sürekli değişken oran ve elektrikli tahrik

Mekanik bir CVT’de etkin kasnak yarıçapları değiştirilerek giriş ve çıkış arasındaki oran sürekli ayarlanabilir. Çelik itme kayışı kullanan tasarımda güç, kasnaklar ile kayışın etkileşimi üzerinden aktarılır (Bosch Mobility, t.y.-d). Yeterli temas kuvveti gerekir; oran değişiminin sürekliliği, verimin her koşulda yüksek olduğu anlamına gelmez. Ayrıca bazı hibritlerde kullanılan “e-CVT” adı aynı kasnak-kayış yapısını ifade etmez. Elektrik makineleri ve güç bölüştürme düzeni, motor devriyle taşıt hızı arasındaki ilişkiyi farklı bir yolla yönetebilir.

Elektrik motorunun geniş devir aralığı ve düşük devirden itibaren tork sağlayabilmesi, birçok uygulamada tek oranı yeterli kılar. Bununla birlikte sabit oran yine bir tasarım uzlaşmasıdır: Büyük oran kalkış kuvvetini artırırken aynı motor devir sınırında erişilebilen taşıt hızını düşürür. Çok oranlı elektrikli düzenekler de mümkündür. Bir aktarma çözümünün uygunluğu, motor haritası, azami devir, taşıt kütlesi ve kullanım görevi görülmeden yalnız teknoloji adına bakılarak belirlenemez.

5.6. Diferansiyel, akslar ve bağlantı milleri

Virajda dış tekerlek, iç tekerlekten daha uzun yol alır. Lastiklerin büyük kaymaya zorlanmaması için dönme hızları farklılaşabilmelidir. Simetrik açık diferansiyel bu hız farkına izin verir; ideal durumda sol ve sağ tekerlek torkları yaklaşık eşitken taşıyıcı hızı iki çıkış hızının ortalamasıdır. Bir tekerlek çok düşük tutunmalı zemindeyse iletilebilen ortak tork sınırlanabilir. “Bütün tork hızlı dönen tekerleğe gider” açıklaması bu nedenle yanıltıcıdır. Hızlar farklı olduğundan tekerleklerle giden güçler ise farklı olabilir.

Sınırlı kaymalı diferansiyel, kilit düzeni veya kontrollü fren müdahalesi tork dağılımını değiştirebilir. Bu çözümlerin viraj davranışı, ısınma ve enerji tüketimi üzerinde farklı etkileri vardır. Aks milleri torku tekerleğe iletirken süspansiyon hareketine de uyum sağlamalıdır. Sabit hız mafsalları, belirli açılış aralıklarında dönme hızını düzgün iletmek için kullanılır. Uzun şaftlarda burulma, balans ve kritik dönme hızı önem kazanır. Dolayısıyla yalnız statik tork dayanımı, bir bağlantı milinin bütün tasarımını açıklamaz.

5.7. Kayıplar ve sistem hesabı

Dişli teması, rulmanlar, yağın çalkalanması, pompalar ve kaymalı elemanlar mekanik gücün bir bölümünü ısıya dönüştürür. Kayıplar devir, yük, sıcaklık ve yağ özellikleriyle değişir; her koşul için tek bir sabit verim değeri kullanmak yaklaşık bir modeldir. Ardışık kademelerin verimleri çarpılır. Tekerlekte gereken güçten motora doğru hesap yapılırken bu çarpıma bölünür. Motor çıkış gücü ile tekerlek gücünün ayrı adlandırılması, enerji bilançosundaki en yaygın hatalardan birini önler.

Örnek 5.2 İki kademeli aktarımda güç kaybı

Öğretici bir sistemde giriş gücü 50 kW, iki ardışık kademelerin verimleri 0,96 ve 0,97 olsun. Çıkış mili 800 d/dak dönsün. Çıkış gücünü, toplam kaybı ve çıkış torkunu bulunuz.

Toplam verim $\eta = 0,96 \times 0,97 = 0,9312$ 'dir. Çıkış gücü $50 \times 0,9312 = 46,56$ kW olur.

Toplam kayıp $50 - 46,56 = 3,44$ kW'tır. Çıkış açısal hızı $2\pi \times 800/60 = 83,776$ rad/s bulunur.

Çıkış torku $T = 46\,560/83,776 = 555,77$ N·m'dir.

Sonuç. Verimler toplanmaz veya aritmetik ortalamaları alınmaz. Kayıp, bu kararlı durumda çevreye atılması gereken ısı güce katkıda bulunur.

Bölümün özeti

- Dişli oranı torku ve dönme hızını karşılıklı değiştirir; güç üretmez.
- Kavrama, vites kutusu ve diferansiyel farklı görevler üstlenir.
- Hesaplanan tekerlek kuvveti, lastik–yol tutunmasıyla ayrıca sınırlandırılmalıdır.

Bölüm sonu soruları

- 5.1 Bu bölümün tanımına göre $i > 1$ ne anlama gelir? İdeal çıkış gücü artar mı?
- 5.2 Kalkışta kavrama neden ısınır? Tam kapalı kavramayla arasındaki farkı açıklayınız.
- 5.3 Açık diferansiyelin virajdaki görevi nedir? İki tekerleğin tork ve güçleri nasıl ayrılır?
- 5.4 20 dişli giriş çarkı 60 dişli çıkış çarkını sürmektedir. Giriş 2400 d/dak ve 80 N·m, verim 0,95 ise çıkış devrini ve torkunu hesaplayınız.
- 5.5 Motor torku 150 N·m, vites oranı 2, son oran 4, toplam verim 0,90 ve yarıçap 0,30 m ise toplam tekerlek tahrik kuvvetini bulunuz.
- 5.6 Tekerlekte 24 kW istenmektedir. İki aktarım kademesinin verimleri 0,96 ve 0,95 ise motor çıkışında gereken gücü hesaplayınız.
- 5.7 Daha büyük son dişli oranının kalkış ve azami motor devrindeki taşıt hızı üzerindeki etkilerini yorumlayınız.
- 5.8 “Çok vitesli bir kutu her zaman daha az yakıt tüketir” iddiasını hangi verilerle değerlendirirsiniz?

6. Taşıt dinamiği, lastikler ve yol yükleri

Öğrenme hedefleri

- Yuvarlanma, aerodinamik ve eğim kuvvetlerini hesaplamak.
- Tekerlek kuvveti ile ivme ve güç gereksinimini ilişkilendirmek.
- Lastik kaymasını ve birleşik tutunma sınırını yorumlamak.
- Boyuna yük aktarımı ile temel viraj davranışını açıklamak.

Motorun ürettiği güç, taşıtın ne kadar hızlanacağını tek başına belirlemez. Kütle, yol eğimi, hava direnci ve lastiklerin iletebildiği kuvvet birlikte etkilidir. Aynı taşıtın kuru asfaltta, yağmurlu yolda ve yokuşta farklı davranmasının nedeni de budur. Taşıt dinamiği bu etkileri kuvvet ve hareket denklemleriyle ilişkilendirir. İlk adım karmaşık bir model kurmak değil, doğru serbest cisim diyagramını seçmek ve hangi kuvvetlerin hesaba katıldığını açıkça söylemektir.

6.1. Boyuna hareketin kuvvet dengesi

İleri yönü pozitif seçilen bir taşıtta tekerleklerin sağladığı boyuna kuvvet, yol yüklerini aşarsa taşıt hızlanır. Sabit hızda net kuvvet sıfırdır; buna rağmen yuvarlanma ve hava direncini karşılamak için güç gerekir. Taşıt dinamiğinde yük aktarımı, lastik kuvvetleri ve hareket arasındaki bağ, farklı manevraları ortak bir çerçevede incelemeyi sağlar (Gillespie, 2021). Temel denklemler kurulurken hız, ivme ve kuvvetin yönleri birbirinden ayrılmalıdır: İleri giden bir taşıtın ivmesi frenleme sırasında geriye yönelir.

$$ma_x = F_t - F_r - F_a - mgsin\theta \quad (6.1)$$

m taşıt kütlesi (kg), *a_x* boyuna ivme (m/s^2), *F_t* toplam tekerlek boyuna kuvveti (N), *F_r* yuvarlanma direnci (N), *F_a* aerodinamik direnç (N), *g* yerçekimi ivmesi (m/s^2), *θ* yol eğim açısıdır. Yukarı eğim pozitif, ileri hareket varsayılmış; dönen kütlelerin ataletleri bu basit modelde ihmal edilmiştir.

Frenleme veya motorla yavaşlama sırasında *F_t* negatif olabilir. Aşağı eğimde $\sin\theta$ negatif olduğundan ağırlığın yol doğrultusundaki bileşeni ileri harekete yardım eder. Bu işaret düzeni korunursa yokuş için ayrı, iniş için ayrı bir ezber denklemi gerekmez. Hızın zamana göre değiştiği ayrıntılı modellerde tekerlek, motor ve diğer dönen parçaların ataletleri de hesaba katılır. Bunlar bazı basitleştirmelerde eşdeğer kütleyle dönüştürülebilir; ancak aktarım oranına bağlı etkileri unutulmamalıdır.

6.2. Yuvarlanma direnci ve yol eğimi

Lastik yük altında biçim değiştirir. Temas bölgesine giren ve çıkan kauçuğun tüm şekil değiştirme enerjisi geri kazanılamaz; bu histerezis, yuvarlanma direncinin başlıca nedenlerindendir. Yuvarlanma direnci, yüzeylerin birbirinin üzerinden tamamen kaymasındaki sürtünmeyle aynı olay değildir. Basit modelde taşıta etkiyen toplam normal yüklerle orantılı kabul edilir. Katsayı lastik yapısı, basıncı, sıcaklığı, hız ve yol yüzeyinden etkilenir; tek bir değer bütün koşulları temsil etmez.

$$F_r = f_r mg \cos\theta, \quad s = 100 \tan\theta \quad (6.2)$$

f_r boyutsuz yuvarlanma direnci katsayısıdır. *m*, *g* ve *θ* Denklem 6.1'deki anlamdadır. *s* yol eğiminin yüzde değeridir; örneğin *s* = 5 için $\tan\theta = 0,05$ olur. Aerodinamik düşey kuvvet ihmal edilmiştir.

Yüzde eğim, açı derecesi değildir. %5 eğim yaklaşık $2,86^\circ$ açığa karşılık gelir. Küçük eğimlerde $\sin\theta \approx \tan\theta$ yaklaşımı kullanılabilir; daha büyük eğimlerde trigonometrik değerler doğrudan hesaplanmalıdır. Eğim kuvveti kütleyle doğru orantılıdır. Bu nedenle ağır bir taşıtın yokuşta güç gereksinimi belirgin artarken düz yoldaki aerodinamik kuvvet, aynı geometri ve hava koşullarında kütleden doğrudan etkilenmez. Yokuş sonunda kazanılan potansiyel enerji, güzergâh hesabının ayrıca izlenebilen bir bileşenidir.

Lastik basıncı, taşıt üreticisinin yük koşuluna uygun önerisiyle değerlendirilir; yanakta görülen üst sınır, her araç için önerilen kullanım basıncı değildir. NHTSA, uygun basınç kontrolünü lastik güvenliği ve verimli kullanımla birlikte ele alır (National Highway Traffic Safety Administration, t.y.-d). Basıncı yalnız tüketimi azaltmak amacıyla önerilerin dışına çıkarmak, yol tutuş ve dayanım gereksinimlerini göz ardı eder. Bir mühendis, enerji kazancını güvenlikten bağımsız tek bir amaç olarak değerlendirmez.

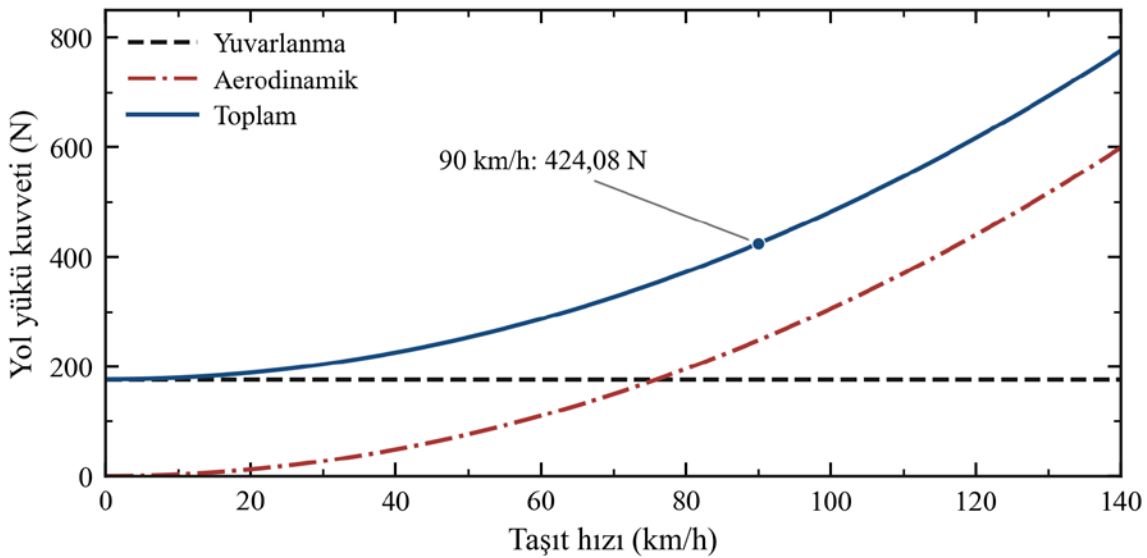
6.3. Aerodinamik direnç ve güç

Aerodinamik direnç, taşıtın hava ile göreceli hareketinden doğar. Basınç dağılımı ve yüzey sürtünmesi bu kuvvete katkıda bulunur. Direnç katsayısı kullanılırken hangi referans alanıyla tanımlandığı belirtilmelidir; katsayı ile alan birbirinden koparılamaz. NASA'nın temel açıklamasında da direnç denklemi yoğunluk, göreceli hızın karesi, katsayı ve referans alanıyla ifade edilir (NASA Glenn Research Center, t.y.). Otomotivde karşılaştırma için sık kullanılan $C_d A$ çarpımı, tek başına C_d değerinden daha açıklayıcı olabilir.

$$F_a = \frac{1}{2} \rho C_d A v_{rel}^2, \quad P_w = F_t v \quad (6.3)$$

ρ hava yoğunluğu (kg/m^3), C_d boyutsuz direnç katsayısı, A önden izdüşüm referans alanı (m^2), v_{rel} hava ile göreceli hızın büyüklüğü (m/s), v yer hızıdır (m/s). P_w tekerlekteki boyuna güçtür (W). Aerodinamik kuvvet ifadesi karşıdan gelen bağıl akış için direnç büyüklüğünü verir.

Durgun havada $v_{rel} = v$ olur. Bu durumda aerodinamik direnç hızın karesiyle, yalnız bu direnci karşılayan güç ise hızın küpüyle artar. Hızın iki katına çıkması aerodinamik kuvveti dört, aerodinamik güç gereksinimini sekiz katına çıkarır. Toplam güç için aynı oranı doğrudan kullanmak doğru değildir; yuvarlanma, eğim ve yardımcı tüketimler farklı biçimde değişir. Şekil 6.1, düz yolda hız arttıkça aerodinamik bileşenin nasıl önem kazandığını gösterir.



Şekil 6.1 Düz yolda hız ile yol yüklerinin değişimi

Eğitim amaçlı varsayımlarla hesaplanmıştır; ölçülmüş bir taşıt eğrisi değildir.

Örnek 6.1 Sabit hızlı seyirde tekerlek gücü

Öğretici bir taşıt için $m = 1500 \text{ kg}$, $f_r = 0,012$, $\rho = 1,20 \text{ kg/m}^3$, $C_d = 0,30$ ve $A = 2,2 \text{ m}^2$ alınsın. Düz yolda, rüzgârsız havada 90 km/h hız için yol yükünü ve tekerlek gücünü bulunuz.

Hız $90/3,6 = 25 \text{ m/s}$ 'dir. Yuvarlanma direnci $F_r = 0,012 \times 1500 \times 9,81 = 176,58 \text{ N}$ olur.

Aerodinamik direnç $F_a = 0,5 \times 1,20 \times 0,30 \times 2,2 \times 25^2 = 247,50 \text{ N}$ 'dir.

Sabit hızda toplam tahrik kuvveti $176,58 + 247,50 = 424,08 \text{ N}$, tekerlek gücü $424,08 \times 25 = 10\,602 \text{ W}$ olur.

Sonuç. Gerekli tekerlek gücü $10,60 \text{ kW}$ 'tır. Motor veya batarya tarafındaki güç için aktarım kayıpları ve yardımcı tüketimler ayrıca eklenmelidir.

6.4. Lastik kuvveti ve kayma

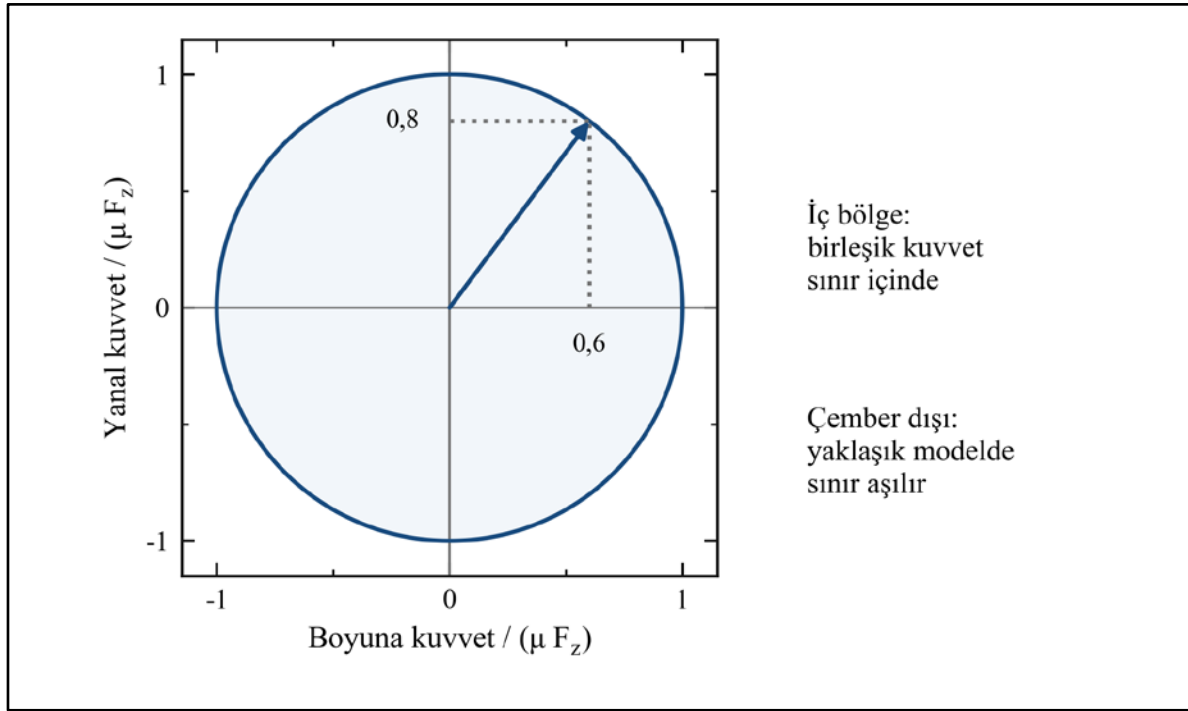
Lastik, rijit bir dişlinin yola kusursuz bağlanması gibi davranmaz. Temas alanındaki elastik şekil değiştirmeler, tahrik ve fren kuvvetlerinin oluşmasını sağlar. Çevresel hız ile taşıt hızı arasında küçük bir fark bulunması bu nedenle normaldir. Kayma oranı yalnız gözle görülen patinajı anlatmaz. Büyüklüğün

tanımı farklı kaynaklarda değişebileceği için hesapta kullanılan ifade belirtilmelidir. Aşağıdaki tanım, ileri hareket ve negatif olmayan tekerlek dönme hızı için seçilmiştir.

$$\kappa = \frac{r_d \omega - v}{\max(r_d \omega, v)}, \quad \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \leq \mu F_z \quad (6.4)$$

κ boyutsuz boyuna kayma oranı, r_d yuvarlanma yarıçapı (m), ω tekerlek açısal hızı (rad/s), v taşıt hızı (m/s) olup payda sıfırdan büyük olmalıdır. F_x boyuna, F_y yanal, F_z normal lastik kuvvetidir (N). μ boyutsuz tutunma katsayısıdır. İkinci ifade yaklaşık, yönler eşit özellikli sürtünme çemberidir.

Bu tanımla tahrikte pozitif, frenlemede negatif kayma oluşur; kilitli tekerlek ileri kayan taşıtta $\kappa = -1$ verir. Gerçek kuvvet-kayma ilişkisi doğrusal değildir ve zemine bağlıdır. Ayrıca boyuna ve yanal kuvvetler aynı temas bölgesinin kapasitesini paylaşır. Şekil 6.2’de normalize edilmiş birim çemberin üzerindeki 0,6 boyuna ve 0,8 yanal bileşen, toplam kapasiteyi kullanır. Boyuna kuvvetin mutlak değeri artırılırsa aynı yanal kuvveti korumak bu basit modelde mümkün değildir.



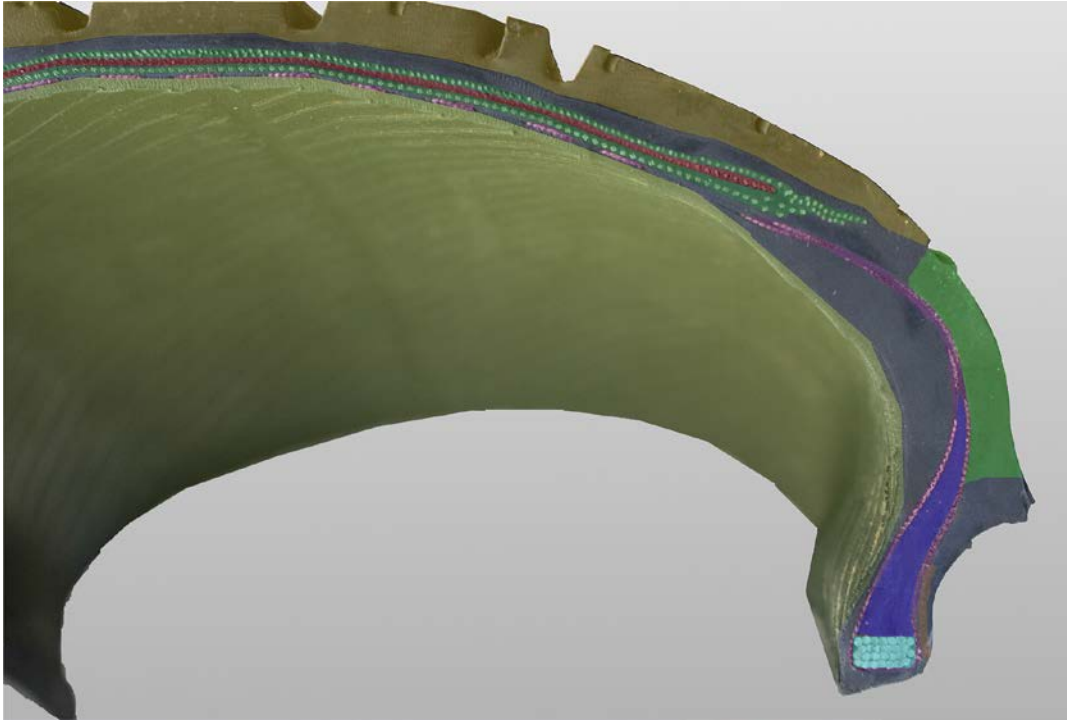
Şekil 6.2 Lastiğin birleşik kuvvet kapasitesinin sürtünme çemberiyle gösterimi

Yönlere eşit özellik varsayan öğretici modeldir; gerçek lastik kuvvet sınırı yük, zemin ve kayma koşullarıyla değişir.

Tablo 6.1 Birbirine karıştırılmaması gereken lastik büyüklükleri

Büyüklik	Anlamı	Kullanım
Yuvarlanma katsayısı f_r	Dönerek ilerlemede enerji kaybı	Seyir direnci hesabı
Tutunma katsayısı μ	Aktarılabilir kuvvetin yaklaşık sınırı	Fren ve çekiş değerlendirmesi
Boyuna kayma κ	Çevresel hız ile yer hızı farkı	Tahrik ve fren denetimi
Kayma açısı α	Tekerlek yönü ile hareket yönü farkı	Virajdaki yanal kuvvet

Lastik, yalnızca yol ile temas eden kauçuk yüzeyden oluşmaz. Resim 5 sırt altındaki takviyeleri, yanak bölgesini ve janta oturan topuktaki tel demetini ayırt etmeye yardımcı olur.



Resim 5 Lastiğin katmanlı yapısı

Otomobil lastiğinin kesit fotoğrafı. Ana katmanlar fotoğrafın yazarı tarafından renklendirilmiştir; renkler malzemelerin doğal renkleri değildir. Sırt altı takviyeleri, yanak ve topuk bölgesindeki tel demeti görülür. Fotoğraf: Christian Pietzsch (2014).

6.5. Boyuna yük aktarımı

Taşıt hızlandığında ağırlık merkezinin yerden yüksekliği nedeniyle ön ve arka aksların normal yükleri değişir. Toplam ağırlık artmaz; yükün akslar arasındaki dağılımı değişir. Düz yolda, aerodinamik düşey kuvvet ve gövde açısal ivmesi ihmal edildiğinde arkaya aktarılan yük aşağıdaki bağıntıyla bulunur. Frenlemede ivme ters işaretli olduğundan yük öne aktarılır. Bu sonuç, yalnız süspansiyonun yumuşaklığından kaynaklanmaz; kütle merkezi yüksekliği ve aks açıklığı temel belirleyicilerdir.

$$\Delta F_z = \frac{ma_x h}{L} \quad (6.5)$$

ΔF_z ileri ivmelenmede ön akstan arka aksa aktarılan normal yük (N), h ağırlık merkezi yüksekliği (m), L aks açıklığıdır (m). Statik ön yükten ΔF_z çıkarılır, statik arka yüke eklenir. Düz yol ve yarı kararlı gövde hareketi kabul edilmiştir. Aerodinamik düşey kuvvet ve yunuslama momenti ihmal edilmiştir.

Örnek 6.2 Önden çekişli taşıtta ivmelenme ve yük aktarımı

Eğitim amaçlı bir modelde $m = 1600$ kg, $h = 0,55$ m, $L = 2,70$ m, statik ön aks yük payı %55 ve ileri ivme 3 m/s² olsun. $\mu = 0,80$ ile ön aksın yaklaşık tahrik sınırını bulunuz. Yol yükleri ve dönen ataletler ihmal edilsin.

Statik ön yük $0,55 \times 1600 \times 9,81 = 8632,80$ N'dir. Arkaya yük aktarımı $1600 \times 3 \times 0,55/2,70 = 977,78$ N olur.

Dinamik ön yük $8632,80 - 977,78 = 7655,02$ N, ön aks tahrik sınırı $0,80 \times 7655,02 = 6124,02$ N'dir.

Varsayılan ivme için gereken kuvvet $ma = 1600 \times 3 = 4800$ N'dir. Bu değer $6124,02$ N'nin altındadır.

Sonuç. Bu varsayımlar altında tutunma istenen ivmeye izin verir. Gerçek taşıtta yol yükleri, motor kapasitesi ve lastik davranışı ayrıca kontrol edilmelidir.

6.6. Viraj alma ve yanal kuvvet

Sabit hızlı dairesel harekette hızın büyüklüğü değişmese bile yönü değiştiği için yanal ivme vardır. Toplam yanal kuvvetin yaklaşık değeri $m v^2/R$, yanal ivme ise v^2/R 'dir; burada R dönüş yarıçapıdır ve metreyle ölçülür. Aynı virajda hızın %20 artması yanal kuvvet gereksinimini %44 artırır. Bu doğrusal olmayan artış, küçük görünen hız farklarının lastik talebini neden belirgin değiştirdiğini açıklar. Eğimli virajlar ve aerodinamik düşey kuvvet bu basit düz yol modelinin dışındadır.

Direksiyon açısı ile taşıtın izlediği eğrilik arasındaki ilişki, lastiklerin kayma açıları ve aks yükleriyle değişir. Ön aksın gerekli yanal kuvveti üretmekte daha erken zorlanması dışa açılma eğilimiyle, arka aksın daha erken zorlanması ise arka bölümün daha fazla dönme eğilimiyle ilişkilidir. Ayrıntılı az dönerlik ve çok dönerlik analizi için lastiklerin köşe sertliği, aks geometrisi ve hız birlikte incelenir. Yalnız çekiş düzenine bakarak bütün viraj davranışını kesin biçimde sınıflamak uygun değildir.

6.7. Basit modelden mühendislik kararına

Bir modelin yararı, her ayrıntıyı içermesine değil, soruya uygun olmasına bağlıdır. Sabit hızlı enerji hesabında yol yükü modeli yeterli olabilirken acil manevrada lastiklerin birleşik kuvvetleri ve zamana bağlı gövde hareketi önem kazanır. Katsayıların varsayım mı ölçüm mü olduğu açık yazılır; hız, kütle ve yol koşulları ortak tutulur. Hesap sonunda birim kontrolü yapılır: Newton kuvveti, watt gücü, joule enerjiyi ifade eder. Bu ayırım, taşıt performansı ile enerji tüketimini aynı denklemin farklı sonuçları olarak doğru okumayı sağlar.

Bölümün özeti

- Sabit hızda net kuvvet sıfırdır; yol yüklerini karşılayan tekerlek gücü sıfır değildir.
- Yuvarlanma direnci katsayısı ile tutunma katsayısı farklı fiziksel etkileri tanımlar.
- Yük aktarımı toplam ağırlığı değiştirmeden aksların kullanılabilir kuvvetlerini etkiler.

Bölüm sonu soruları

- 6.1 Durgun havada hız iki katına çıkarıldığında aerodinamik direnç ve bu direnci karşılayan güç nasıl değişir?
- 6.2 Küçük bir lastik kayma oranının bulunması neden mutlaka arıza veya kontrol kaybı anlamına gelmez?
- 6.3 Yuvarlanma direnci katsayısı ile tutunma katsayısı aynı hesapta birbirinin yerine kullanılabilir mi?
- 6.4 1200 kg bir taşıt %3 eğimde yukarı gitmektedir. $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ için yalnız eğim direncini bulunuz; $\sin(\arctan 0,03)$ kullanınız.
- 6.5 $\rho = 1,20 \text{ kg/m}^3$, $C_d A = 0,65 \text{ m}^2$ ve hız 30 m/s için rüzgârsız havada aerodinamik kuvvet ve gücü bulunuz.
- 6.6 1200 kg taşıt 100 m yarıçaplı düz virajı 20 m/s sabit hızla dönmektedir. Yanal ivme, toplam yanal kuvvet ve basit modelde gereken en küçük μ değerini bulunuz.
- 6.7 Lastikler virajda yanal kapasitenin büyük bölümünü kullanırken güçlü frenleme istenirse ne beklenir?
- 6.8 İleri ivmelenmede önden çekişli taşıtın tahrik kapasitesi neden azalabilir? Aynı olay toplam ağırlığı artırır mı?

7. Fren, direksiyon ve süspansiyon sistemleri

Öğrenme hedefleri

- Fren kuvvetinin pedal ile yol arasında nasıl oluştuğunu açıklamak.
- Direksiyon geometrisini düşük hızlı dönüşle ilişkilendirmek.
- Yay, sönümleyici ve süspansiyon düzeninin görevlerini ayırt etmek.
- Basit hesapların varsayımlarını ve uygulama sınırlarını değerlendirmek.

Bir otomobilin hızlanabilmesi, güvenli biçimde yönlendirilebildiği ve yavaşlatılabildiği ölçüde anlamlıdır. Fren, direksiyon ve süspansiyon sistemleri aynı lastik temas alanlarını kullanır. Bu nedenle ayrı parçalar olarak incelenseler de davranışları birbirinden bağımsız değildir. Viraj içinde sert frenleme, kasisten geçerken yön değiştirme veya eğimli yolda durma gibi günlük durumlar bu etkileşimi gösterir. Bu bölümde önce kuvvetin izlediği yol açıklanacak, ardından basit matematiksel modellerle tasarım kararlarının sonuçları incelenecektir.

7.1. Taşıt hareketinin birlikte yönetilmesi

Sürücü fren pedalına bastığında istediği sonuç belirli bir yavaşlamadır. Bunun oluşması için fren mekanizmasının tekerleğe moment uygulaması, lastiğin de yola boyuna kuvvet aktarması gerekir. Direksiyon girişinde ise tekerleğin yönü değişir ve lastiklerde yanall kuvvet oluşur. Süspansiyon, yol düzensizlikleri sırasında bu kuvvetlerin aktarılacağı temasın korunmasına yardım eder. Dolayısıyla büyük bir fren diski veya güçlü bir direksiyon motoru, uygun lastik ve yol teması olmadan istenen sonucu tek başına sağlayamaz.

Frenleme sırasında ön aksın normal yükü artarken arka aksınki azalır. Gövdenin öne yatması bu yük aktarımının görünür sonuçlarından biridir; aktarım yalnızca yayların sıkışmasından kaynaklanmaz. Kuvvet dengesi, kütle merkezi yüksekliği ve dingil mesafesi belirleyicidir. Bu yüzden ön ve arka fren momentlerinin aynı olması genellikle uygun değildir. Taşıt dinamiği, fren dağılımını, yönlendirmeyi ve düşey hareketi ortak bir kuvvet dengesi içinde ele alır (Gillespie, 2021).

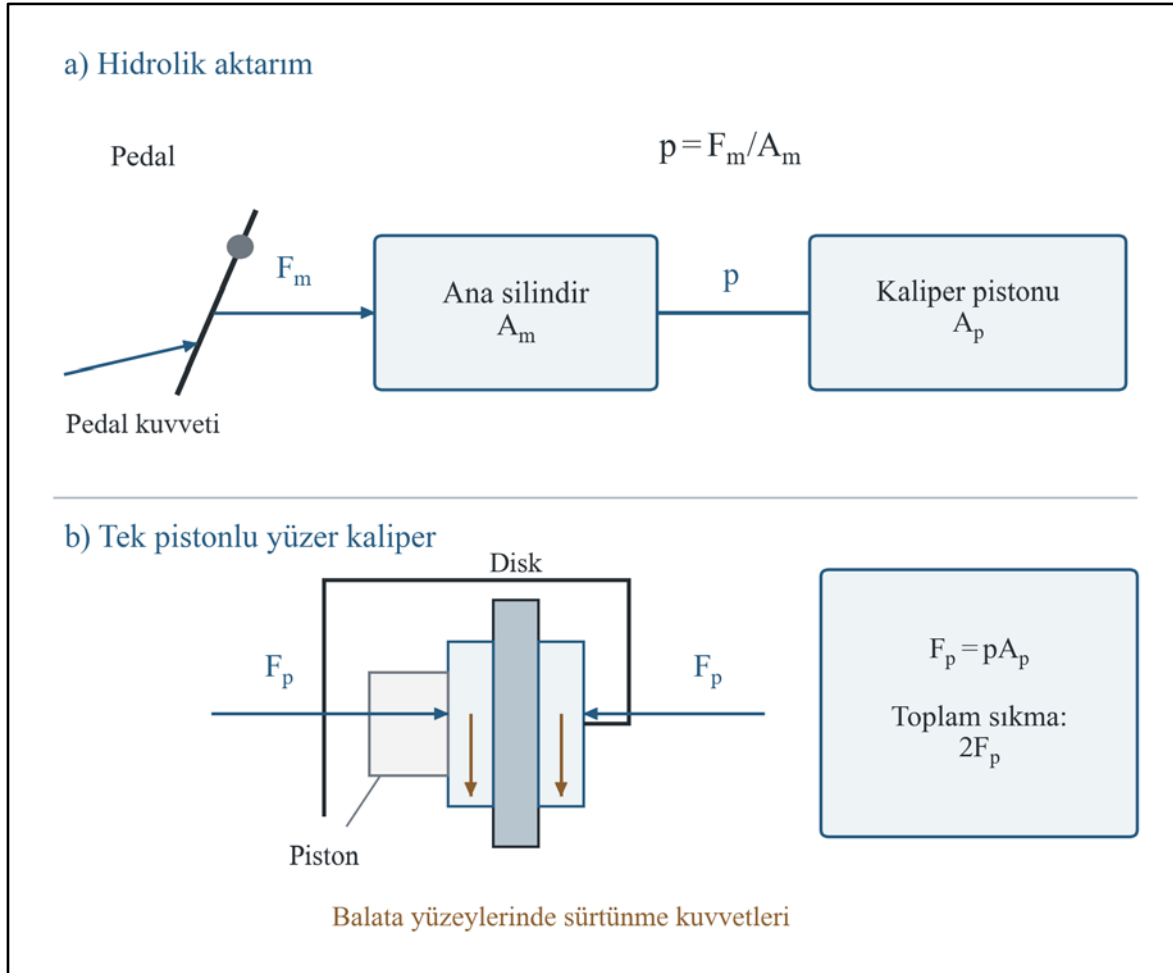
7.2. Hidrolik frenin kuvvet zinciri

Hidrolik sistemde pedal mekanizması ve fren servosu sürücü kuvvetini ana merkez pistonuna aktarır. Pistonun fren sıvısı üzerinde oluşturduğu basınç, boru ve hortumlarla tekerlek frenlerine taşınır. Disk frende kaliper pistonları balataları diske bastırır. Balata ile disk arasındaki sürtünme kuvvetinin etkili yarıçapla çarpımı fren momentini oluşturur. Disk tekerlekle birlikte dönerken kaliper taşıta bağlıdır; momentin tepki kuvvetleri süspansiyon bağlantıları üzerinden gövdeye iletilir. Şekil 7.1, basınç ile piston kuvveti arasındaki ilişkiyi ve kaliperin iki balata üzerindeki etkisini gösterir.

$$p = \frac{F_m}{A_m}, \quad F_p = pA_p \quad (7.1)$$

p hidrolik basınç (Pa), F_m ana merkez pistonuna etkiyen kuvvet (N), A_m ana merkez piston alanı (m^2), F_p kaliper piston kuvveti (N), A_p kaliper piston alanıdır (m^2). Durgun sıvıda basınç kaybı ve mekanik sürtünme ihmal edilir.

Kuvvet büyütme, enerji üretme anlamına gelmez. Büyük çıkış pistonu aynı sıvı hacmi için daha kısa yol alır. Hidrolik devredeki hava sıkıştırılabildiğinden pedal hareketinin bir bölümü balata kuvvetini artırmadan havayı sıkıştırmaya gider. Hortum esnekliği ve balata boşluğu da pedal hissini etkiler. Bu nedenle basınç hesabı sistemin tamamını açıklamaz; hacim ihtiyacı, kaçaklar, sıcaklık ve pedal hareketi birlikte incelenir. Çift devreli düzenler bir arızanın etkisini sınırlandırmak amacıyla kullanılır; kalan devrenin performansı normal fren performansına eşit kabul edilmez.



Şekil 7.1 Hidrolik frende kuvvet ve basınç aktarımı

İdeal hidrolik aktarımı ve tek pistonlu yüzer kaliperin kuvvet dengesini gösteren şema.

Örnek 7.1 Kaliper piston kuvveti

Eğitsel bir hesapta pedal kuvveti 180 N, pedal kuvvet oranı 4 ve ideal servo çarpanı 3 kabul edilsin. Ana merkez çapı 24 mm, tek pistonlu yüzer kaliper çapı 48 mm olsun. Basıncı ve her balatanın normal kuvvetini bulunuz. Kayıplar ihmal edilecektir.

Ana merkez kuvveti $F_m = 180 \times 4 \times 3 = 2160$ N olur. Alan $A_m = \pi(0,024)^2/4 = 4,524 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ bulunur.

Basınç $p = 2160/A_m = 4,775 \times 10^6 \text{ Pa} = 4,775 \text{ MPa}$ olur.

Kaliper alanı ana merkez alanının dört katıdır. Piston kuvveti $F_p = 8640$ N olur. İdeal yüzer kaliperde karşı balata da aynı büyüklükte normal kuvvetle diske basar.

Sonuç. Her balatanın normal kuvveti 8640 N, iki yüzeyin normal kuvvetleri toplamı 17 280 N olur. Bu toplam, tek piston kuvvetiyle karıştırılmamalıdır.

7.3. Kilitlenme, ABS ve fren kuvveti dağılımı

Frenlenen tekerleğin çevresel hızı taşıt hızından daha düşük olur. Bu fark kayma oranıyla ifade edilir. Tam kilitlenmede tekerleğin açısal hızı sıfıra yaklaşırken taşıt kaymaya devam eder. Lastiğin boyuna kuvveti kaymayla önce artabilir, ardından yüzey koşullarına bağlı olarak azalabilir. Bütün yollar için geçerli tek bir en iyi kayma değeri yoktur. Ayrıca frenlemeye ayrılan tutunma kapasitesi arttığında yanıl kuvvet için kalan kapasite azalır.

$$s = \frac{v-r\omega}{v} \quad (7.2)$$

s frenleme kayma oranı (boyutsuz), v taşıtın boyuna hızı (m/s), r etkin yuvarlanma yarıçapı (m), ω tekerleğin açısal hızıdır (rad/s). Denklem $v > 0$ için geçerlidir; durmaya yakın bölgede ayrı kontrol mantığı gerekir. Burada frenleme kayması pozitif tanımlanmıştır; Bölüm 6'daki işaretli κ tanımıyla, ileri yönde frenleme için $s = -\kappa$ olur.

Kilitlenme karşıtı fren sistemi, ABS, tekerlek hızlarını izler ve kilitlenme eğilimi oluşan tekerlekte hidrolik basıncı ayarlar. Valfler basıncı azaltabilir, tutabilir veya yeniden artırabilir; pompa sıvı dolaşımına yardım eder. Amaç yönlendirilebilirliği ve kararlı frenlemeyi desteklemektir (Bosch Mobility, t.y.-a). ABS, sürtünme katsayısını yükseltmez ve her yüzeyde aynı durma mesafesini garanti etmez. Sağ ve sol tekerleklerin farklı tutunmaya sahip olduğu bir yolda, fren kuvveti farkının taşıtı döndürme eğilimi de yönetilmelidir.

7.4. Isıl yük ve geri kazanımlı frenleme

Sürtünmeli fren, taşıtın kinetik enerjisinin önemli bölümünü ısıya dönüştürür. Tek bir duruştaki enerji kadar, duruşların tekrarlanma sıklığı da önemlidir. Uzun inişte hız sabit kalsa bile yerçekiminden gelen enerji sürekli uzaklaştırılmalıdır. Diskin sıcaklığı, hava akımıyla soğuma hızı ve balatanın sıcaklığa bağlı sürtünmesi birlikte değerlendirilir. Aşırı sıcaklık balata performansını düşürebilir; sıvıda buhar oluşması ise basınç aktarımını bozabilir. Büyük disk yalnızca moment kolunu artırmaz, tasarımına bağlı olarak ısı kapasiteyi ve soğutmayı da değiştirebilir.

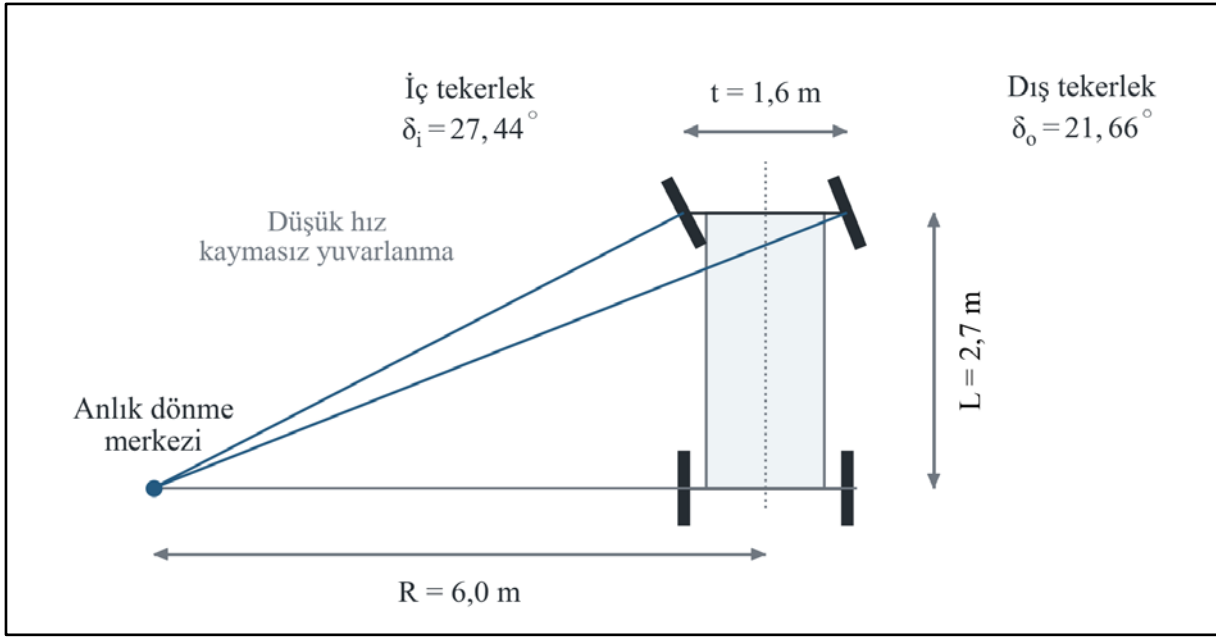
Elektrikli ve hibrit taşıtta çekiş makinesi jeneratör olarak çalıştırılarak kinetik enerjinin bir bölümü elektrik enerjisine çevrilebilir. Ancak bataryanın kabul edebildiği güç, doluluk ve sıcaklık koşulları, motor hızı ve lastik tutunması geri kazanımı sınırlar. İstenen yavaşlama bu sınırı aştığında sürtünmeli fren katkısı artar. Sürücünün benzer pedal girişinde öngörülebilir tepki alması için iki frenleme biçimi birlikte yönetilir. Fren sistemlerinin elektrifikasyonla bütünleşmesi, mekanik, hidrolik ve elektriksel işlevlerin birlikte değerlendirilmesini gerektirir (Robert Bosch GmbH, 2022).

7.5. Direksiyon geometrisi ve yardımcı kuvvet

Düşük hızda keskin bir dönüşte iç tekerlek daha küçük, dış tekerlek daha büyük yarıçaplı bir yol izler. İki tekerleği aynı açıya çevirmek, ideal yuvarlanmada yanal sürüklenme doğurur. Ackermann geometrisi, tekerlek düzlemlerine dik doğruların arka aks uzantısı üzerindeki ortak bir merkezde kesişmesini hedefler. Şekil 7.2 bu koşulu gösterir. Gerçek bir taşıtta lastik esnekliği, bağlantı deformasyonları ve yüksek hızdaki kayma açıları bulunduğundan bu geometri tek başına bütün sürüş koşullarını belirlemez.

$$\tan\delta_i = \frac{L}{R-t/2}, \quad \tan\delta_o = \frac{L}{R+t/2} \quad (7.3)$$

δ_i ve δ_o iç ve dış tekerlek yönelme açıları (rad), L dingil mesafesi (m), t ön iz genişliği (m), R dönüş merkezinin arka aks orta noktasına uzaklığıdır (m). Düzlemsel, düşük hızlı ve yanal kaymasız hareket varsayılır.



Şekil 7.2 İdeal düşük hızlı dönüşte iç ve dış tekerlek açıları

Lastik kayması ihmal edilmiştir; R taşıt dış çevresinin dönüş yarıçapı değildir.

Örnek 7.2 İç ve dış tekerlek açılarının hesabı

Örnek bir taşıtta $L = 2,70$ m, $t = 1,60$ m ve $R = 6,00$ m olsun. İdeal düşük hızlı dönüş için ön tekerlek açılarını hesaplayınız.

İç tekerlek için etkin payda $R - t/2 = 5,20$ m, dış tekerlek için $R + t/2 = 6,80$ m bulunur.

$\delta_i = \arctan(2,70/5,20) = 27,44^\circ$ ve $\delta_o = \arctan(2,70/6,80) = 21,66^\circ$ olur.

Sonuç. İç tekerlek yaklaşık $5,78^\circ$ daha fazla çevrilmelidir. Sonuçlar ideal geometrik açılarıdır; direksiyon simidinin dönme açısı ayrıca mekanizma oranına bağlıdır.

Kamber, tekerlek düzleminin önden görünüşte düşeyle yaptığı açıdır. Kaster, direksiyon dönme ekseninin yandan görünüşteki eğimini; toe ise tekerleklerin üstten görünüşte birbirine göre yönünü ifade eder. Bunların ayarı lastik aşınmasını, doğrultu kararlılığını ve direksiyon hissini etkiler. Elektrikli direksiyon desteği sürücünün ihtiyaç duyduğu kuvveti azaltır. Destek seviyesi ile tekerlek geometrisi ayrı kavramlardır: daha güçlü bir destek motoru hatalı geometrinin etkilerini ortadan kaldırmaz.

7.6. Yay ve sönümleyicinin farklı görevleri

Yay elastik enerji depolar; sönümleyici hareket enerjisini çoğunlukla ısıya dönüştürür. Taşıt sabit yük altında dururken ideal yayın kuvveti deformasyonla artar. İdeal viskoz sönümleyicide ise kuvvet yer değiştirmeye değil, uçlar arasındaki görelî hıza bağlıdır. Bu nedenle amortisörü yalnızca gövdeyi taşıyan parça olarak düşünmek yanlıştır. Sönüm yetersiz olduğunda salınımlar uzayabilir; aşırı sönüm bazı yol girdilerinin gövdeye daha güçlü aktarılmasına neden olabilir.

$$F_k = k|x|, \quad F_c = c|\dot{x}|, \quad f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m_s}}, \quad \zeta = \frac{c}{2\sqrt{km_s}} \quad (7.4)$$

F_k yay kuvvetinin büyüklüğü ve F_c sönüm kuvvetinin büyüklüğü (N), k yay katsayısı (N/m), x görelî deformasyon (m), $\dot{x}$ görelî hız (m/s), c sönüm katsayısı (N·s/m), m_s yaylanan kütle (kg), f_n sönümsüz doğal frekans (Hz), ζ sönüm oranıdır. Son iki ifade, sabit tabanlı tek serbestlik dereceli doğrusal model içindir. Mutlak değer işareti kuvvetin büyüklüğünü belirtir. Yay kuvveti deformasyona, sönüm kuvveti ise görelî hıza karşı koyar; hareket denkleminde yön işaretleri ayrıca belirlenir.

Yaylanan kütle gövde ve taşınan yükün süspansiyon tarafından desteklenen bölümüdür. Yaylanmayan kütleye tekerlek, lastik ve bağlantıların ilgili payı dahildir. Gerçek bir çeyrek taşıt modelinde lastik esnekliği ile yaylanmayan kütle de bulunur. Tek kütleli model bu nedenle tekerlek sıçramasını açıklayamaz. Yol girdisinin frekansı taşıt hızıyla değiştiğinden aynı bozukluk farklı hızlarda farklı titreşim yaratabilir.

Konfor değerlendirmesi yalnızca yay sertliğine değil, frekanslara, hareket sınırlarına ve koltuğun titreşim iletimine de bağlıdır.

Resim 6 yay, sönümleyici ve frenin aynı tekerlek çevresindeki yerleşimini gösterir. Bu yakın yerleşime karşın her bileşenin fiziksel görevi farklıdır; fotoğrafta bu görevleri ayrı ayrı izleyin.



Resim 6 Süspansiyon ve disk fren birimi

Helezon yay, sönümleyici, tekerlek taşıyıcısı ve disk fren bileşenlerinin birlikte görüldüğü süspansiyon birimi. Fotoğraf: Bukk (2010).

7.7. Süspansiyon düzeni ve sistem değerlendirmesi

Süspansiyon kolları tekerleğin hareket yolunu sınırlar. Tasarımcı, düşey hareket sırasında iz genişliğinin ve tekerlek açılarının ne kadar değişeceğini seçer. Yayın konumu nedeniyle tekerlekte hissedilen eşdeğer yay katsayısı, parçanın kendi yay katsayısından farklı olabilir. Viraj denge çubuğu sağ ve sol hareketler arasındaki farkta burulma direnci üretir; yalpa davranışını değiştirirken akslar arasındaki yanal yük aktarımı dağılımını da etkiler.

Tablo 7.1 Yaygın süspansiyon düzenlerinin temel özellikleri

Düzen	Başlıca özellik	Tasarımda dikkat
MacPherson	Kompakt yapı ve görece az bağlantı	Yüksek üst bağlantı alanı ve tekerlek açısı değişimi
Çift salıncak	Üst ve alt kollarla geometrinin ayrıntılı ayarı	Paketleme, maliyet ve bağlantı sayısı
Çok bağlantılı	Tekerlek hareketinin birçok bağlantıyla yönlendirilmesi	Burç esnekliği ve üretim toleranslarının etkisi
Torsiyon kirişli	İki arka tekerlek arasında yarı bağımsız bağlantı	Karşılıklı tekerlek hareketleri arasındaki etkileşim

Bir çözümü seçerken tek bir özellik üzerinden sıralama yapmak yeterli değildir. Aynı düzen farklı geometri, burç sertliği ve ayarlarla çok farklı davranabilir. Tasarımın doğrulanmasında fren sıcaklıkları, pedal hissi, dönüş davranışı, gövde ivmeleri ve tekerlek temas kuvvetleri birlikte izlenir. Hesap modeli hangi etkiyi ihmal ettiğini açıkça belirtmelidir; daha ayrıntılı model de ancak güvenilir parametrelerle anlam kazanır.

Bölümün özeti

- Fren momentinin yola aktarılabilmesi için lastik tutunması gerekir.
- Hidrolik kuvvet büyütme, piston alanı ve hareketi arasındaki değiş tokuşa dayanır.
- Geri kazanımlı frenleme güç ve enerji kabul sınırları içinde çalışır.

- Direksiyon geometrisi ile yay ve sönüm ayarı taşıtın ortak hareketini etkiler.

Bölüm sonu soruları

- 7.1 Yay ile sönümleyicinin temel görev farkını açıklayınız.
- 7.2 ABS neden lastik tutunmasının yerine geçemez?
- 7.3 İç ve dış ön tekerlekler neden aynı açığa çevrilmez?
- 7.4 Ana merkez alanı $3,0 \text{ cm}^2$, uygulanan kuvvet 1500 N ve kaliper piston alanı $12,0 \text{ cm}^2$ ise basıncı ve piston kuvvetini bulunuz.
- 7.5 Sabit tabanlı modelde $m_s = 300 \text{ kg}$, $k = 30\,000 \text{ N/m}$ ve $c = 1800 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ için doğal frekansı ve sönüm oranını hesaplayınız.
- 7.6 Düz yolda 20 m/s hızdan sabit $5,0 \text{ m/s}^2$ yavaşlama ile duran taşıtın frenleme süresini ve mesafesini bulunuz. Tepki süresini ihmal ediniz.
- 7.7 Bataryası dolu elektrikli bir taşıtta aynı pedal girişinde geri kazanım azalıyorsa beklenen sistem davranışı nedir?
- 7.8 Bir ekip konforu artırmak için yalnızca yayı çok yumuşatmayı önermektedir. Hangi iki sonucu ayrıca incelemelidir?

8. Gövde, şasi, malzemeler ve üretim

Öğrenme hedefleri

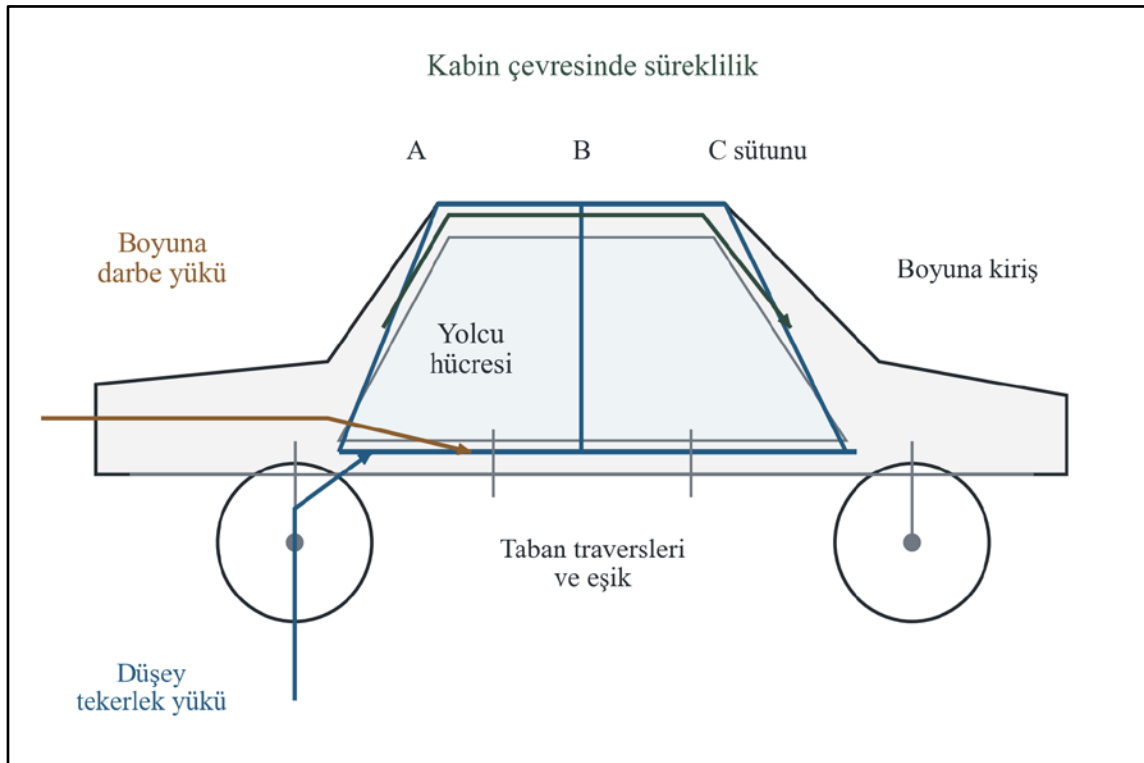
- Taşıt yapısında yük yollarını ve rijitlik kavramını açıklamak.
- Malzeme seçimini dayanım, kütle, üretim ve onarım koşullarıyla birlikte değerlendirmek.
- Temel üretim ve birleştirme yöntemlerini ayırt etmek.
- Eksenel gerilme, uzama ve kütle hesaplarını yorumlamak.

Bir taşıtın gövdesi yalnızca dış görünüşünü oluşturan kaplama değildir. Yol yüklerini, yolcu ve yük ağırlığını, güç aktarma organlarının tepkilerini ve çarpışma sırasında oluşan kuvvetleri taşır. İyi bir yapı günlük kullanımda yeterince rijit, gerekli bölgelerde dayanıklı ve tasarlanan darbe bölgelerinde kontrollü biçimde şekil değiştirebilir olmalıdır. Bu hedeflere ulaşırken kütle, maliyet, üretim süresi, korozyon ve onarılabilirlik birlikte değerlendirilir. Bu bölüm, malzeme seçimiyle geometrinin neden ayrı düşünülmemeyeceğini temel mekanik üzerinden açıklar.

8.1. Gövde ve şasi mimarisi

Ayrı şasili yapıda ana yükleri taşıyan çerçeve ile yolcu kabini veya üstyapı ayrıdır. Kendinden taşıyıcı yapıda ise taban, eşikler, direkler, tavan ve bunları birleştiren elemanlar yük taşıma görevini birlikte üstlenir. Yardımcı şasiler süspansiyon veya güç aktarma organlarının bağlantılarını düzenleyebilir. Bu adlandırmalar yapının bütün araçlarda aynı olduğu anlamına gelmez; kullanım amacı, paketlenme gereksinimi ve üretim yöntemi farklı çözümlere yol açar. Gövde ve şasi, mekanik sistemlerin yerleşimi kadar bunların kuvvetlerinin taşınması bakımından da ortak tasarlanır (Robert Bosch GmbH, 2022).

Yük yolu, bir kuvvetin uygulandığı noktadan tepkisinin olduğu bölgeye kadar izlediği yapısal bağlantılar zinciridir. Örneğin tekerlekten gelen düşey kuvvet, süspansiyon bağlantısından yerel takviyeye ve daha geniş gövde elemanlarına yayılır. Kuvvetin çok küçük bir alanda toplanması yüksek gerilme yaratabilir. Ani kesit değişimleri ve bağlantı çevreleri bu nedenle dikkat gerektirir. Şekil 8.1, yük yollarının tek bir parçadan ibaret olmadığını ve bağlantı sürekliliğinin önemini gösterir.



Şekil 8.1 Kendinden taşıyıcı gövdede örnek yük yolları

Şema yük iletimini açıklamak içindir; belirli bir taşıtın dayanım veya çarpışma sonucunu temsil etmez.

Şekil 8.1'deki gövde yük yollarıyla Resim 7'deki ayrı çerçeveyi karşılaştırın. Her iki yapıda da yükler bağlantılardan geçer; taşıyıcı elemanların dağılımı ve gövdeyle ilişkisi değişir.



Resim 7 Ayrı şasili taşıyıcı çerçeve

Gövdesi ve yardımcı bileşenleri ayrılmış otomobil şasisi. Boyuna kollar ve enine bağlantılar, ayrı şasili yapıda taşıyıcı çerçeveyi oluşturur. Fotoğraf: Christopher Ziemnowicz (CZmarlin) (2012).

8.2. Dayanım, rijitlik ve şekil değiştirme

Dayanım, malzeme veya parçanın belirli bir hasar ölçütüne ulaşmadan taşıyabildiği yüklerle ilgilidir. Rijitlik ise uygulanan yüke karşı ne kadar şekil değiştirdiğini gösterir. Bir malzemenin akma dayanımını artırmak elastisite modülünü aynı oranda artırmaz. Bu nedenle daha yüksek dayanımlı sacı incelterek aynı akma yüküne yaklaşmak mümkün olsa da parça daha fazla esneyebilir. Kapı açıklıkları, cam bağlantıları, sızdırmazlık ve titreşim davranışı bu esnemenen etkilenir.

$$\sigma = \frac{F}{A}, \quad \Delta L = \frac{FL}{EA}, \quad k_a = \frac{EA}{L} \quad (8.1)$$

σ ortalama normal gerilme (Pa), F aksel kuvvet (N), A sabit kesit alanı (m^2), L başlangıç boyu (m), E elastisite modülü (Pa), ΔL uzama (m), k_a aksel rijitliktir (N/m). Homojen, doğrusal elastik, merkezi çekme yükü altındaki prizmatik çubuk için geçerlidir.

Eğilmede malzemenin kesit içindeki dağılımı da önem kazanır. Malzemeyi tarafsız eksenden uzaklaştırmak aynı alanla daha büyük kesit atalet momenti sağlayabilir. İnce düz bir şeride kıvrım veya kapalı kesit biçimi verilmesinin temel nedeni budur. Ancak ince cidarın yerel burkulması yeni bir sınır oluşturabilir. Basınç altındaki uzun elemanda genel burkulma, malzeme akmadan da gerçekleşebilir. Dolayısıyla çekme gerilmesi hesabını bütün yükleme biçimlerine doğrudan uygulamak doğru değildir.

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (8.2)$$

I dikdörtgen kesitin merkezinden geçen, genişliğe paralel eksene göre alan atalet momenti (m^4), b genişlik (m), h bu eksene dik yüksekliktir (m). Eğilme rijitliği EI ile ifade edilir ve birimi $N \cdot m^2$ olur; h yönünün seçimi sonucun fiziksel anlamını değiştirir.

Örnek 8.1 Bir bağlantı çubuğunda gerilme ve uzama

Eğitsel bir modelde 0,60 m uzunluğundaki çelik çubuğun kesiti 200 mm^2 , elastisite modülü 210 GPa ve eksenel çekme yükü 12 kN olsun. Malzemenin bu yükte elastik kaldığı kabul edilerek ortalama gerilmeyi ve uzamayı bulunuz.

Alan $A = 200 \times 10^{-6} = 2,00 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ ve kuvvet $F = 12\,000 \text{ N}$ olur.

Gerilme $\sigma = 12\,000 / (2,00 \times 10^{-4}) = 60,0 \text{ MPa}$ bulunur.

Uzama $\Delta L = (12\,000 \times 0,60) / (210 \times 10^9 \times 2,00 \times 10^{-4}) = 1,714 \times 10^{-4} \text{ m} = 0,171 \text{ mm}$ olur.

Sonuç. Hesaplanan değerler düzgün kesitin ortalamasını temsil eder. Delik, kaynak, eksantrik yük veya yerel kesit daralması varsa en büyük gerilme ayrıca değerlendirilmelidir.

8.3. Malzeme aileleri ve seçim ölçütleri

Çelikler gövdede geniş bir dayanım ve şekillendirilebilirlik aralığı sunar. Alüminyum alaşımları daha düşük yoğunluklarıyla kütle azaltma olanağı sağlar. Polimerler ve kompozitler ise şekil verme, parça birleştirme ve yönere bağlı özelliklerden yararlanma açısından farklı seçenekler açar. Ancak yalnızca yoğunlukları karşılaştırmak doğru tasarımı belirlemez. Elastisite modülü, servis sıcaklığı, yorulma, çevresel dayanıklılık, bağlantı yöntemi ve geri dönüşüm de seçim ölçütüdür. İşlev, malzeme, şekil ve üretim sürecinin birlikte ele alınması sistematik malzeme seçiminin temelidir (Ashby, 2011).

Tablo 8.1 Otomotiv yapılarında malzeme ailelerinin genel karşılaştırması

Malzeme ailesi	Yararlanılan özellik	Temel değerlendirme konusu
Çelikler	Geniş dayanım aralığı; yerleşik üretim süreçleri	Sac kalınlığı, şekillendirilebilirlik ve korozyon koruması
Alüminyum alaşımları	Düşük yoğunluk; levha, profil ve döküm seçenekleri	Rijitlik için geometri; birleştirme ve galvanik etkileşim
Magnezyum alaşımları	Düşük yoğunluk ve bazı döküm uygulamaları	Korozyon, sıcaklık ve üretim koşulları
Elyaf takviyeli kompozitler	Yöne bağlı yüksek özgül özellik potansiyeli	Elyaf yönü, darbe hasarı, süre ve onarım
Termoplastikler	Karmaşık şekil ve işlevleri bütünleştirme	Sıcaklık, sünme ve yaşlanma

Özellikler belirli bir kaliteyi veya bütün uygulamalarda üstünlüğü göstermez.

Çift fazlı çelikler, nispeten yumuşak ferrit ile sert martenzit bölgelerini bir araya getirerek özellik dengesi oluşturur. Dayanım ve uzama kadar kesilmiş kenarlardaki şekillendirilebilirlik de önemlidir. Daha ince sac kullanımı mümkün olsa bile azalan rijitlik kalınlık seçimini sınırlayabilir (WorldAutoSteel, t.y.). Bu örnek, tek bir çekme dayanımı değerinin presleme ve kullanım performansını bütünüyle açıklayamayacağını gösterir.

Kütlenin azaltılması, özellikle hız değişimlerinde taşınması gereken atalet yükünü düşürür. Bunun enerji tüketimine etkisi sürüş koşuluna, güç sistemine ve tasarımdaki diğer değişikliklere bağlıdır. Hafif malzeme araştırmaları bu nedenle yalnızca ham malzeme üretimini değil, üretilebilir ve ekonomik taşıt bileşenleri geliştirmeyi de kapsar (U.S. Department of Energy, t.y.-h). Bir parçayı hafifletirken bağlantıları veya komşu elemanları ağırlaştırmak toplam kazanımı azaltabilir.

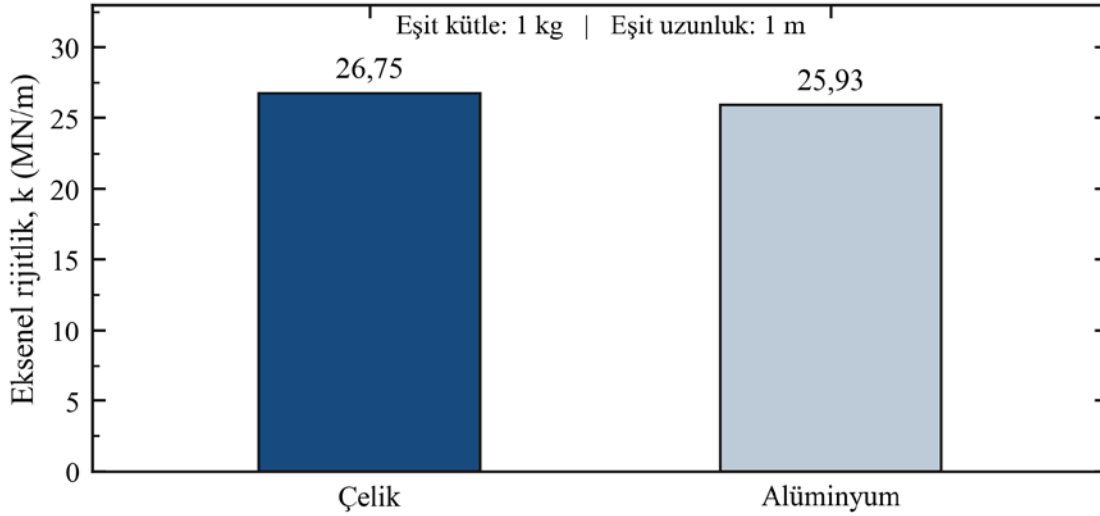
8.4. Kütle azaltmanın basit bir hesabı

Aynı dış geometri korunursa düşük yoğunluk kütleyi azaltır. Buna karşılık elastisite modülünün düşmesi elastik yer değiştirmeyi artırabilir. Tasarım aynı rijitliği de gerektiriyorsa kesit değişmelidir. Şekil 8.2, yalnızca eksenel yük taşıyan bir çubukta eşit kütlenin çelik ve alüminyum için yakın rijitlikler verebildiğini

gösterir. Bu sonuç alüminyumun her taşıt parçasında yararsız olduğunu söylemez; eğilme, kesit biçimi, parça bütünleştirme ve üretim gibi başka olanakları dışarıda bırakan bir modelin sonucudur.

$$m = \rho AL \quad (8.3)$$

m çubuk kütlesi (kg), ρ yoğunluk (kg/m^3), A kesit alanı (m^2), L uzunluktur (m). Sabit kesit ve homojen malzeme varsayılır.



Şekil 8.2 Eşit kütleli çubukların eksenel rijitliği

Eğitsel malzeme kabulleriyle hesaplanmıştır; geometrisi farklı gerçek taşıt parçaları için doğrudan bir sıralama değildir.

Örnek 8.2 Eşit eksenel rijitlikte malzeme değişimi

Aynı boydaki bir çelik çubuk alüminyumla değiştirilecektir. Eksenel rijitlik korunacaktır. $E_{\text{ç}} = 210 \text{ GPa}$, $E_{\text{a}} = 70 \text{ GPa}$, $\rho_{\text{ç}} = 7850 \text{ kg/m}^3$ ve $\rho_{\text{a}} = 2700 \text{ kg/m}^3$ alınsın. Alan ve kütle oranlarını bulunuz.

$E_{\text{a}}A_{\text{a}}/L = E_{\text{ç}}A_{\text{ç}}/L$ eşitliğinden $A_{\text{a}}/A_{\text{ç}} = E_{\text{ç}}/E_{\text{a}} = 3$ bulunur.

Kütle oranı $m_{\text{a}}/m_{\text{ç}} = (\rho_{\text{a}}/\rho_{\text{ç}})(A_{\text{a}}/A_{\text{ç}}) = (2700/7850) \times 3 = 1,03185$ olur.

Sonuç. Bu basit eksenel rijitlik koşulunda alüminyum çubuk yaklaşık %3,18 daha ağırdır. Aynı kesit korunursa daha hafif olur, fakat rijitliği çeliğin üçte birine iner. Eğilme tasarımında kesit biçiminin değişebilmesi sonucu farklılaştırılabilir.

8.5. Şekillendirme, döküm ve eklemeli üretim

Sac şekillendirmede düz levha kalıplar arasında plastik şekil değiştirir. Malzemenin incilmesi, yırtılması, kırışması ve kalıptan çıktıktan sonraki elastik geri yaylanması kontrol edilmelidir. Pres sertleştirme gibi süreçlerde ısıtılma işlemi ile şekillendirme birlikte yürütülür. Her malzeme kalitesi aynı kalıp koşullarında benzer sonuç vermez. Yağlama, levha yönü, kenar kalitesi ve baskı kuvveti nihai parçayı etkiler.

Döküm, erimiş malzemenin kalıp boşluğunda katılaşmasıyla karmaşık hacimlerin oluşturulmasını sağlar. Gaz boşlukları, çekinti, soğuma hızı ve yerel et kalınlığı mekanik özellikleri etkileyebilir. Dövme, malzemeyi basma kuvvetleriyle şekillendirirken ekstrüzyon özellikle sabit kesitli profiller üretir. Talaşlı imalat ise yüzey ve ölçü doğruluğu gereken bölgelerde malzeme kaldırır. Bir taşıt parçası çoğu zaman bu yöntemlerden birkaçının ardışık uygulanmasıyla elde edilir.

Eklemeli üretimde parça, sayısal geometriden hareketle katmanlar halinde oluşturulur. Karmaşık iç kanallar veya az adetli özel parçalar için olanak sağlayabilir. Bunun karşılığında yüzey kalitesi, üretim yönüne bağlı özellikler, artık gerilmeler, desteklerin kaldırılması ve işlem sonrası doğrulama önem kazanır. Prototipin üretilmesi, aynı parçanın yüksek adetli seri üretimde ekonomik ve yeterince güvenilir olduğunu tek başına göstermez.

8.6. Birleştirme, korozyon ve servis

Kaynakta birleşme bölgesinin ısı geçmişi temel malzemeden farklıdır. Perçin ve cıvata kullanımı ise delik çevresindeki gerilmeyi ve bağlantı kaymasını önemli hale getirir. Yapısal yapıştırıcılar yükü daha geniş alana yayabilir; yüzey hazırlığı, kirlenme ve çevresel dayanıklılık denetlenmelidir. Birleştirme yöntemini yalnızca başlangıç dayanımıyla seçmek yeterli değildir. Yorulma, sızdırmazlık, sökülebilirlik ve onarım koşulları da kararın parçasıdır.

Tablo 8.2 Birleştirme yöntemleri ve temel denetim noktaları

Yöntem	Uygulama mantığı	Denetlenecek özellik
Direnç nokta kaynağı	Levhaların yerel ısı ve basınçla birleşmesi	Nokta boyutu, aralık, yüzey ve ısı etki
Mekanik bağlantı	Cıvata veya perçinle kuvvet aktarımı	Ön yük, delik çevresi ve gevşeme
Yapısal yapıştırma	Bağ yüzeyi boyunca yük aktarımı	Yüzey hazırlığı, kür ve soyulma yükü
Karma birleştirme	İki yöntemin birlikte kullanılması	Yük paylaşımı ve süreç uyumu

Korozyon kesiti azaltarak dayanım ve yorulma performansını etkileyebilir. Farklı metaller elektriksel temas içindeyken uygun bir elektrolit de bulunursa galvanik korozyon riski doğar. Tasarımda yalıtım, kaplama, su tahliyesi ve uygun malzeme eşleşmesi düşünülür. Boya yalnızca görünüm sağlamaz; koruyucu sistemin bir katmanıdır. Bir onarım sırasında yanlış ısı girdisi veya kaplamanın zarar görmesi, dış görünüş düzelmiş olsa bile taşıyıcı yapının özelliklerini değiştirebilir.

Resim 8 birleştirme işleminin yalnız kaynak ucundan ibaret olmadığını gösterir. Gövdenin konumlandırılması, robotun erişimi ve işlemlerin sırası da tekrarlanabilir üretimin parçasıdır.



Resim 8 Robotlu gövde üretim hücresi

Otomobil gövde parçalarının üretiminde kullanılan endüstriyel robotlar ve kaynak donanımı. Robot, uç donanımı ve parçayı konumlandıran düzenek üretim hücresinin birlikte çalışan elemanlarıdır. Fotoğraf: Mixabest (2007).

8.7. Yorulma ve tasarımın doğrulanması

Yorulma, tekrarlı yükler altında çatlak oluşması ve ilerlemesiyle gelişebilir. En büyük gerilmenin akma dayanımından düşük olması uzun ömrü garanti etmez. Yol düzensizlikleri, kapı açma kapama hareketleri ve motor titreşimleri farklı yük çevrimleri oluşturur. Çevrim sayısı kadar ortalama gerilme, gerilme aralığı, yüzey durumu ve bağlantılar önemlidir. Küçük bir kaynak kusuru veya keskin geçiş, nominal gerilmenin öngöremediği yerel etkiler yaratabilir.

Tasarım doğrulaması malzeme numunesinden bağlantıya, bileşene ve bütün taşıta ilerler. Sonlu elemanlar modeli yükleri ve sınır koşullarını sayısallaştırır; ağın inceltilmesi her modelleme hatasını gidermez. Hesapla deneyin karşılaştırılmasında yer değiştirme, gerinim, doğal frekans veya hasar konumu gibi ölçülebilir büyüklükler seçilir. Ölçülerdeki üretim değişkenliği de dikkate alınır. Nihai karar, beklenen kullanım ömrü boyunca işlevi sürdürebilen ve üretilebilen bir yapıya ulaşmayı hedefler.

Bölümün özeti

- Rijitlik ve dayanım farklı ölçütlerdir; biri artarken diğeri aynı kalabilir.
- Malzeme, kesit şekli, bağlantı ve üretim süreci ortak tasarlanır.
- Kütle azaltma hesabında işlevsel eşdeğerlik koşulu açıkça belirtilmelidir.
- Yorulma ve korozyon, başlangıçtaki statik dayanımın ötesinde değerlendirme gerektirir.

Bölüm sonu soruları

- 8.1** Rijitlik ile dayanımı bir taşıt parçası üzerinden ayırt ediniz.
- 8.2** Yük yolu kavramı gövde tasarımında neden önemlidir?
- 8.3** Statik gerilmesi akma dayanımının altında olan bir parça neden yorulabilir?
- 8.4** Kesiti 300 mm^2 olan çubuğa 18 kN merkezî çekme yükü uygulanırsa ortalama gerilme nedir?
- 8.5** Boyu $0,80 \text{ m}$, kesiti 250 mm^2 ve yoğunluğu 2700 kg/m^3 olan çubuğun kütlesini bulunuz.
- 8.6** Dikdörtgen kesitte b sabit tutulup h iki katına çıkarılırsa alan ve ilgili eksene göre atalet momenti kaç kat olur?
- 8.7** Daha yüksek dayanımlı çelik kullanarak bir paneli incelten ekip, neden titreşim ve şekil doğruluğunu yeniden incelemelidir?
- 8.8** Alüminyum panelin çelik taşıyıcıya bağlanmasında mekanik dayanım dışında hangi konular incelenmelidir?

9. Otomotiv elektroniği, ölçme ve kontrol

Öğrenme hedefleri

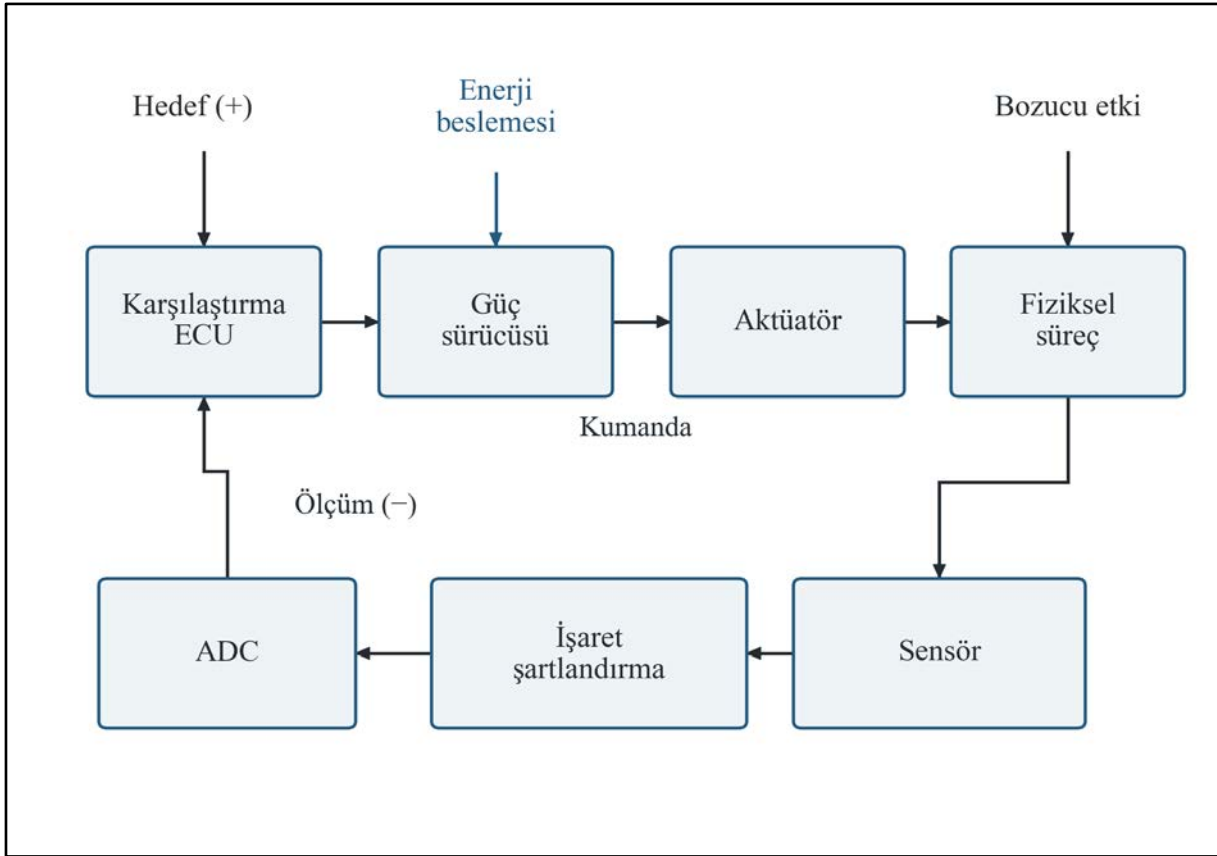
- Sensör, elektronik kontrol birimi ve aktüatör arasındaki işlev zincirini açıklamak.
- Temel elektrik devresi ve analog-sayısal dönüşüm hesaplarını yapmak.
- Ölçüm çözünürlüğü ile doğruluğu ayırt etmek.
- Geri besleme ve temel PID davranışını yorumlamak.

Bir taşıtta elektronik sistemler fiziksel olayları ölçer, sayısal bilgiyi işler ve yeniden fiziksel bir etki oluşturur. Soğutma fanının devreye girmesi, yakıt miktarının ayarlanması veya bir pompanın hızının değiştirilmesi bu zincirin farklı uygulamalarıdır. Kontrol biriminin doğru yazılıma sahip olması tek başına yeterli değildir; sensörün doğru ölçmesi, devrenin güvenilir beslenmesi ve aktüatörün komutu uygulayabilmesi gerekir. Bu bölüm devre, ölçme ve geri besleme kavramlarını aynı işlev zinciri üzerinde birleştirir.

9.1. Ölçümden fiziksel etkiye

Elektronik kontrol birimi, ECU, girişleri okur; gerekli hesaplamaları yapar ve çıkış komutlarını üretir. Sensör sıcaklık, basınç veya konum gibi bir büyüklüğü elektriksel işarete dönüştürür. Aktüatör ise elektriksel komutla hareket, kuvvet, akış veya ısı oluşturur. Analog bir sensörün işareti sayısallaştırılmadan önce güçlendirilebilir ve filtrelenebilir. Çıkışta da düşük güçlü hesaplama devresi ile yüksek akım isteyen motor veya valf arasında bir güç sürücüsü bulunabilir. Otomotiv elektroniği bu ölçme, hesaplama ve enerji dönüştürme işlevlerinin birlikte tasarlanmasına dayanır (Robert Bosch GmbH, 2022).

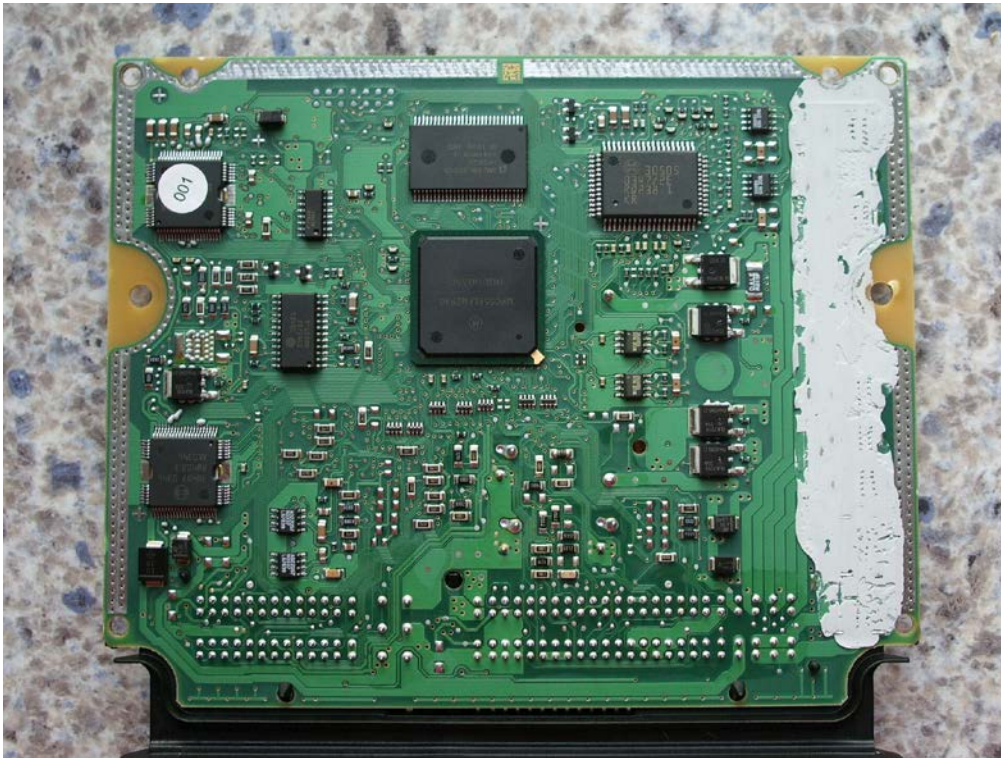
Şekil 9.1, genel bir kontrol zincirini gösterir. Komutun yönü ile ölçüm bilgisinin yönü farklıdır. Örneğin pompa motoruna gönderilen görev oranı, pompa basıncının gerçekten istenen değere ulaştığını kanıtlamaz. Filtre tıkanması veya besleme gerilimi düşmesi aynı komutta farklı sonuç oluşturabilir. Gerçek basıncın ölçülüp hedefle karşılaştırılması, açık çevrim kumandayı kapalı çevrim denetimden ayırır.



Şekil 9.1 Ölçme ve kontrol zincirinde bilgi ve enerji akışı

Analog sensör kullanılan örnek mimari. Sayısal çıkışlı sensörlerde dönüşümün yeri değişebilir.

Resim 9 bir denetim biriminin fiziksel karşılığını gösterir. Algoritmaların çalışması; devre elemanları, besleme ve taşıtla elektriksel bağlantılar üzerinden gerçekleşir. Fotoğraf belirli bir ECU örneğidir.



Resim 9 Elektronik kontrol biriminin devre kartı

Common rail dizel motor kumandasına ait elektronik kontrol biriminin baskı devre kartı. Entegre devreler, küçük devre elemanları ve bunları bağlayan iletken yollar görülür. Fotoğraf: Techie (Techie2) (2006).

9.2. Gerilim, akım ve devre davranışı

Gerilim iki nokta arasındaki elektriksel potansiyel farkıdır; akım ise elektrik yükünün taşınma hızıdır. Direnç, belirli koşullarda gerilim ile akım arasındaki ilişkiyi tanımlar. Bir direnç üzerinden akım geçirildiğinde elektrik enerjisi ısıya dönüşür. Bu basit ilişki kablo kayıplarını, ısıtıcı gücünü ve ölçüm devrelerindeki gerilim bölücüye anlamak için yeterli bir başlangıç sağlar. Ancak motor ve bobin gibi elemanlar enerji depoladığından bütün elektrik yükleri yalnızca sabit bir direnç gibi modellenemez.

$$U = IR, \quad P = UI = I^2 R \quad (9.1)$$

U gerilim (V), I akım (A), R direnç (Ω), P elektriksel güçtür (W). Son eşitlikler ohmik direnç için geçerlidir. Güç birim zamanda enerji aktarımıdır; enerjiyle aynı büyüklük değildir.

Seri bağlantıda elemanlardan aynı akım geçer; paralel bağlantıda kolların uçlarındaki gerilim aynıdır. Bir düğüme giren akımların toplamı çıkan akımların toplamına eşittir. Kapalı bir çevrimde gerilim artışları ve düşüşleri işaretleriyle toplandığında sıfır verir. Bunlar devre çözümünün temel denge koşullarıdır. Taşıt gövdesinin dönüş iletkeni olarak kullanıldığı devrelerde bağlantı direnci, sensörün referans aldığı potansiyeli kaydırabilir. Bu nedenle sağlam görünen bir konnektör, yük altında gerilim düşümü oluşturuyorsa işlevsel sorun yaratabilir.

$$U_o = U_s \frac{R_2}{R_1 + R_2} \quad (9.2)$$

U_s seri bağlı R_1 ve R_2 dirençlerinin toplamına uygulanan besleme gerilimi (V), U_o alt direnç R_2 üzerindeki çıkış gerilimidir (V); dirençler Ω cinsindendir. Çıkışa bağlanan ölçüm girişinin çok yüksek empedanslı olduğu varsayılır.

Gerilim bölücünün çıkışına düşük dirençli bir yük bağlanırsa R_2 ile paralel bir yol oluşur ve sonuç değişir. Ölçü aleti de devrenin parçasıdır. Gerilim ölçümü ilgili iki nokta arasından yapılırken akım ölçümü uygun seri yol üzerinden gerçekleştirilir. Ölçüm aralığı, giriş sınırları ve devrenin enerjili olma durumu bilinmeden bağlantı yapmak, hem ölçümü geçersiz kılabilir hem de devreye zarar verebilir.

9.3. Sensörler, kalibrasyon ve hata

Bir sensörün duyarlılığı, giriş büyüklüğündeki değişime karşı çıkışının ne kadar değiştiğini ifade eder. Doğrusal basınç sensörü için volt/pascal veya volt/kilopascal kullanılabilir. Sıfır kayması, bütün ölçümlere yaklaşık aynı farkın eklenmesidir. Kazanç hatası ise ölçeğin eğimini değiştirir. Tekrarlanabilirlik, aynı koşullar tekrarlandığında sonuçların birbirine yakınlığını gösterir; bu sonuçların doğru değere yakın olduğunu tek başına kanıtlamaz.

Tablo 9.1 Taşıtta yaygın ölçüm ilkeleri

Büyüklük	Örnek algılama ilkesi	Dikkat edilmesi gereken etki
Sıcaklık	Termistör veya direnç termometresi	Doğrusal olmama, öz ısınma, tepki süresi
Dönme hızı/konum	Manyetik alan değişimi ve işaret sayımı	Hava aralığı, darbe sayısı, zaman çözünürlüğü
Basınç	Zar deformasyonunun elektriksel ölçümü	Sıfır kayması, sıcaklık ve aşırı basınç
İvme	Mikromekanik kütlenin hareketi	Montaj yönü, titreşim ve yerçekimi bileşeni

Kalibrasyon, bilinen referanslarla sensör gösterimi arasındaki ilişkinin belirlenmesidir. İki nokta doğrusal ölçeğin eğimini ve sıfırını belirlemeye yeterli olabilir; fakat ara bölgelerdeki doğrusal olmamayı sınamak için ek noktalar gerekir. Sensörün kablo, besleme, filtre ve sayısallaştırıcıyla birlikte oluşturduğu ölçüm zinciri değerlendirilmelidir. Örneğin sensör hassas olsa bile kararsız referans gerilimi sayısal sonucu kaydırabilir. Ölçüm belirsizliği, bu etkiler için makul bir değerlendirme yapılmadan yalnızca katalogdaki son basamaktan çıkarılamaz.

Sensörün yerleştirildiği nokta da ölçülen büyüklüğü belirler. Radyatör girişindeki sıcaklık motor bloğundaki bütün sıcaklıkları temsil etmez. Uzun bir bağlantı borusu basınç işaretinin hızlı değişimlerini zayıflatır. Ölçme tasarımında önce hangi fiziksel soruya cevap arandığı belirlenir, ardından uygun

sensör ve konum seçilir. Yanlış yerde yüksek hassasiyetli ölçüm yapmak, doğru mühendislik bilgisini kendiliğinden sağlamaz.

9.4. Örneklemeye ve analog-sayısal dönüşüm

Analog-sayısal dönüştürücü, ADC, bir gerilim aralığını sınırlı sayıda kodla temsil eder. N bitlik ideal dönüştürücü 2^N farklı kod sağlar. Aynı giriş aralığında bit sayısı arttıkça kod aralıkları daralır; fakat toplam doğruluk yalnızca bit sayısından belirlenmez. İdeal kuantizasyon bile sürekli işaretin basamaklı temsili nedeniyle sınırlı bir hata içerir (Kester, 2008). Gerçek devrede gürültü, ofset, referans değişimi ve doğrusal olmama da bulunur.

$$q_v = \frac{U_{FS}}{2^N} \quad (9.3)$$

q_v ideal kod aralığı (V), U_{FS} giriş aralığının toplam genişliği (V), N bit sayısıdır. Burada aralık 2^N eşit kuantizasyon bölmelerine ayrılır; kodlar 0 ile $2^N - 1$ arasındadır. Gerçek dönüşüm eşikleri ilgili bileşene bağlıdır.

Örneklemeye, işaretin belirli zaman aralıklarında okunmasıdır. Aralık T_s ise örneklemeye frekansı $f_s = 1/T_s$ olur. Bant sınırlı bir işaretin kuramsal yeniden oluşturulabilmesi için örneklemeye frekansı en yüksek işaret frekansının iki katından büyük olmalıdır. Uygulamada filtre geçiş bölgesi ve kontrol gecikmesi nedeniyle ek pay gerekir. Örneklemeye öncesi analog filtre, daha yüksek frekansların yanlış düşük frekanslar olarak görünmesini sınırlar. Kaybolan veya yanlış örneklenen bilgi, sonradan yapılan ortalama ile her durumda geri getirilemez.

Örnek 9.1 Basınç ölçümünde ideal sayısal çözünürlük

Eğitsel bir sensör modeli 0–1000 kPa basıncı 0,5–4,5 V aralığına doğrusal olarak dönüştürsün. ADC 12 bit ve 0–5 V aralıklı olsun. 2,5 V girişin temsil ettiği basıncı ve bir kod aralığının basınç karşılığını hesaplayınız.

Duyarlılık $(4,5 - 0,5)/1000 = 0,004$ V/kPa olur. Basınç $p = (2,5 - 0,5)/0,004 = 500$ kPa bulunur.

ADC kod aralığı $q_v = 5/4096 = 0,0012207$ V olur.

Basınç aralığı $q_p = q_v/0,004 = 0,3052$ kPa/kod olur.

Sonuç. İdeal sayısal çözünürlük yaklaşık 0,305 kPa değerindedir. Bu değer sensör doğruluğu değildir. Sensörün kullandığı 4 V aralık, ADC'nin bütün giriş aralığından küçüktür.

9.5. Aktüatörler ve güç sürücüleri

Elektrik motoru, solenoid valf ve rezistanslı ısıtıcı farklı aktüatör örnekleridir. ECU çıkışı çoğu zaman bu elemanların akımını doğrudan taşıyamaz; transistörlü bir sürücü gerekir. Bobinde akımın ani kesilmesi gerilim yükselmesine yol açabildiğinden enerjinin kontrollü boşaltılması için uygun devreler kullanılır. Aktüatörün yalnızca istenen kuvveti değil, gereken hızda ve izin verilen sıcaklıkta bu kuvveti sağlayabilmesi önemlidir.

$$D = \frac{t_{on}}{T}, \quad \bar{U} = D U_s \quad (9.4)$$

D darbe genişlik modülasyonunun görev oranı (0–1), t_{on} iletim süresi (s), T anahtarlama periyodu (s), U_s besleme gerilimi (V), $\bar{U}$ darbenin zaman ortalamalı gerilimidir (V). İdeal 0– U_s dikdörtgen işaret için geçerlidir; akım ve mekanik çıkış yük dinamiğine bağlıdır. Gerçek devrede anahtarlama ve iletim kayıpları nedeniyle ortalama değer değişebilir.

Darbe genişlik modülasyonunda, PWM, görev oranı değiştirilerek ortalama etki ayarlanır. Bununla birlikte %50 görev oranı her motorda yarı hız anlamına gelmez. Motorun karşı elektromotor kuvveti, yük momenti, endüktansı ve sürtünmesi sonucu belirler. Aktüatörün hareket veya güç sınırına ulaşmasına doyum denir. Komutun artmaya devam etmesi, fiziksel çıkışın artacağı anlamına gelmez; kontrol tasarımı bu sınırları içermelidir.

9.6. Geri besleme ve PID denetimi

Kapalı çevrimde hedef değer ile ölçülen değer arasındaki fark hata olarak tanımlanır. Oransal etki mevcut hataya, integral etki hatanın zaman boyunca birikimine, türev etki ise değişim hızına bağlıdır. PID denetiminde bu katkılar birlikte kullanılır. Büyük kazanç daha hızlı tepki sağlayabilir, fakat salınımı veya kararsızlığı da artırabilir; türev etkisi ölçüm gürültüsüne duyarlıdır (NI, 2025). Her uygulamada üç katkının tamamının kullanılması gerekmez.

$$e(t) = r(t) - y(t), \quad u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (9.5)$$

r hedef, y ölçülen çıkış, e hata ve u kumanda büyüklüğüdür. Örneğin hata K, kumanda boyutsuz görev oranı ise K_p birimi K^{-1} , K_i birimi $(K \cdot s)^{-1}$ ve K_d birimi s/K olur. t ve τ saniyedir. Bu ideal sürekli zaman ifadesine uygulamada sınırlar, örnekleme ve filtre eklenir.

Bir soğutma fanında fan komutu arttıkça sıcaklık düşer; bir ısıtıcıda ise komut arttıkça sıcaklık yükselir. Denetleyicinin işareti fiziksel etkiye uygun seçilmezse negatif geri besleme yerine hatayı büyüten bir davranış doğabilir. Ayrıca aktüatör sınırdarken integralin sürekli büyümesi, sınırdan çıkıldıktan sonra uzun toparlanmaya yol açabilir. Bu nedenle integral birikimi sınırlandırılabilir veya doyum durumuna göre düzeltilebilir. Denetim başarısı yalnızca hatanın küçük olmasıyla değil, aşım, yerleşme süresi ve aktüatör yüküyle birlikte değerlendirilir.

Örnek 9.2 Bir ısıtıcı için PI kumandası

Örnek bir ısıtıcıda hedef 40°C , ölçüm 35°C olsun. $K_p = 0,04 K^{-1}$ ve $K_i = 0,01 (K \cdot s)^{-1}$ seçilsin. Geçmişten birikmiş hata integrali $20 K \cdot s$ ve türev katkısı sıfır olsun. Görev oranını hesaplayınız.

Sıcaklık farkı $5 K$ olur. Oransal katkı $0,04 \times 5 = 0,20$ bulunur.

İntegral katkı $0,01 \times 20 = 0,20$ olur. Toplam kumanda $u = 0,20 + 0,20 = 0,40$ bulunur.

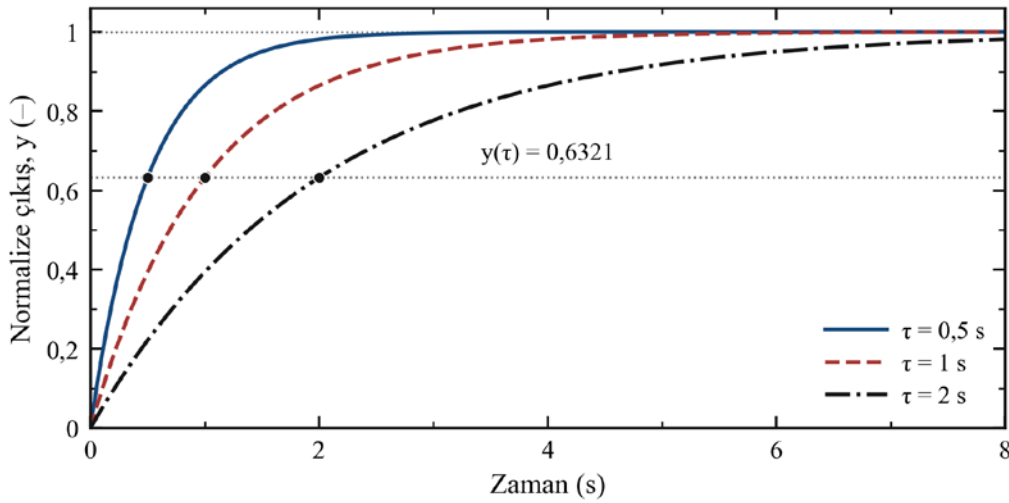
Sonuç. İdeal komut %40 görev oranıdır ve $0-1$ sınırları içindedir. Bu değer, verilen anda hesaplanan komuttur; sıcaklığın daha sonra hedefe kararlı biçimde ulaşacağını tek başına kanıtlamaz.

9.7. Dinamik tepki ve işlevin doğrulanması

Bir sensör veya ısıl sistem ani giriş değişimine hemen cevap vermeyebilir. Başlangıç ve son değer arasındaki değişimi anlatmak için zaman sabiti kullanılabilir. Birinci dereceli modelde bir zaman sabiti sonunda değişimin yaklaşık %63,2'si tamamlanır. Şekil 9.2 aynı son değere ulaşan fakat farklı hızlarda cevap veren üç modeli karşılaştırır. Aynı kararlı değer, aynı dinamik performans anlamına gelmez.

$$y_n(t) = 1 - e^{-t/\tau_s} \quad (9.6)$$

y_n başlangıcı sıfır, son değeri bir olacak şekilde boyutsuzlaştırılmış basamak yanıtı, t zaman (s), τ_s pozitif zaman sabitidir (s). Denklem birim statik kazançlı, başlangıçta dengede bulunan birinci dereceli doğrusal sistem içindir.



Şekil 9.2 Zaman sabitinin basamak yanıtına etkisi

Eğitsel birinci dereceli model; gerçek taşıt ölçümü veya belirli bir denetleyicinin test sonucu değildir.

Doğrulama sırasında girişin doğru okunması, zaman damgalarının tutarlılığı ve çıkışın fiziksel etkisi birlikte kontrol edilir. Sensör kopması, besleme düşmesi veya aktüatörün hareket edememesi gibi tanımlı durumlar ayrı ayrı değerlendirilir. Kayıt altına alınan hedef, ölçüm ve kumanda sinyalleri aynı zaman ekseninde incelenmelidir. Bir arıza kodu, çoğu zaman yalnızca belirli bir denetim koşulunun sağlanmadığını söyler; hangi parçanın değiştirileceğini kesin olarak bildirmez. Sistematik teşhis, önce bulguyu doğrular, sonra nedenleri ölçümle daraltır.

Bölümün özeti

- ECU bilgiyi işler; sensör fiziksel büyüklüğü ölçer, aktüatör fiziksel etki oluşturur.
- Elektrik devresinin yüklenmesi ve referans bağlantıları ölçüm sonucunu değiştirebilir.
- ADC bit sayısı çözünürlüğü etkiler; toplam doğruluk bütün ölçüm zincirine bağlıdır.
- Geri besleme hatayı değerlendirir; kazanç, gecikme ve doyum kararlı davranışı birlikte belirler.

Bölüm sonu soruları

- 9.1 Sensör, ECU ve aktüatörün görevlerini bir pompa örneğiyle açıklayınız.
- 9.2 Çözünürlük ile doğruluk arasındaki fark nedir?
- 9.3 Kapalı çevrim denetim açık çevrim kumandadan nasıl ayrılır?
- 9.4 12 V kaynağa bağlanan 6,0 Ω ideal direncin akımını ve gücünü hesaplayınız.
- 9.5 0–5 V aralıklı 10 bitlik ideal ADC'nin kod aralığı nedir? Aynı aralıkta 12 bite geçilirse kaç kat küçülür?
- 9.6 Zaman sabiti 2,0 s olan birinci dereceli modelin 4,0 s sonundaki boyutsuz basamak yanıtını hesaplayınız.
- 9.7 Bir sıcaklık denetleyicisinde sensör yüksek değer gösteriyor, fakat bağımsız ölçüm sıcaklığın düşük olduğunu belirtiyor. İlk değerlendirme nasıl yapılmalıdır?
- 9.8 Aktüatör üst sınırdaki uzun süre kalırken integralin büyümesi neden sorun yaratabilir?

10. Elektrikli tahrik, bataryalar ve şarj

Öğrenme hedefleri

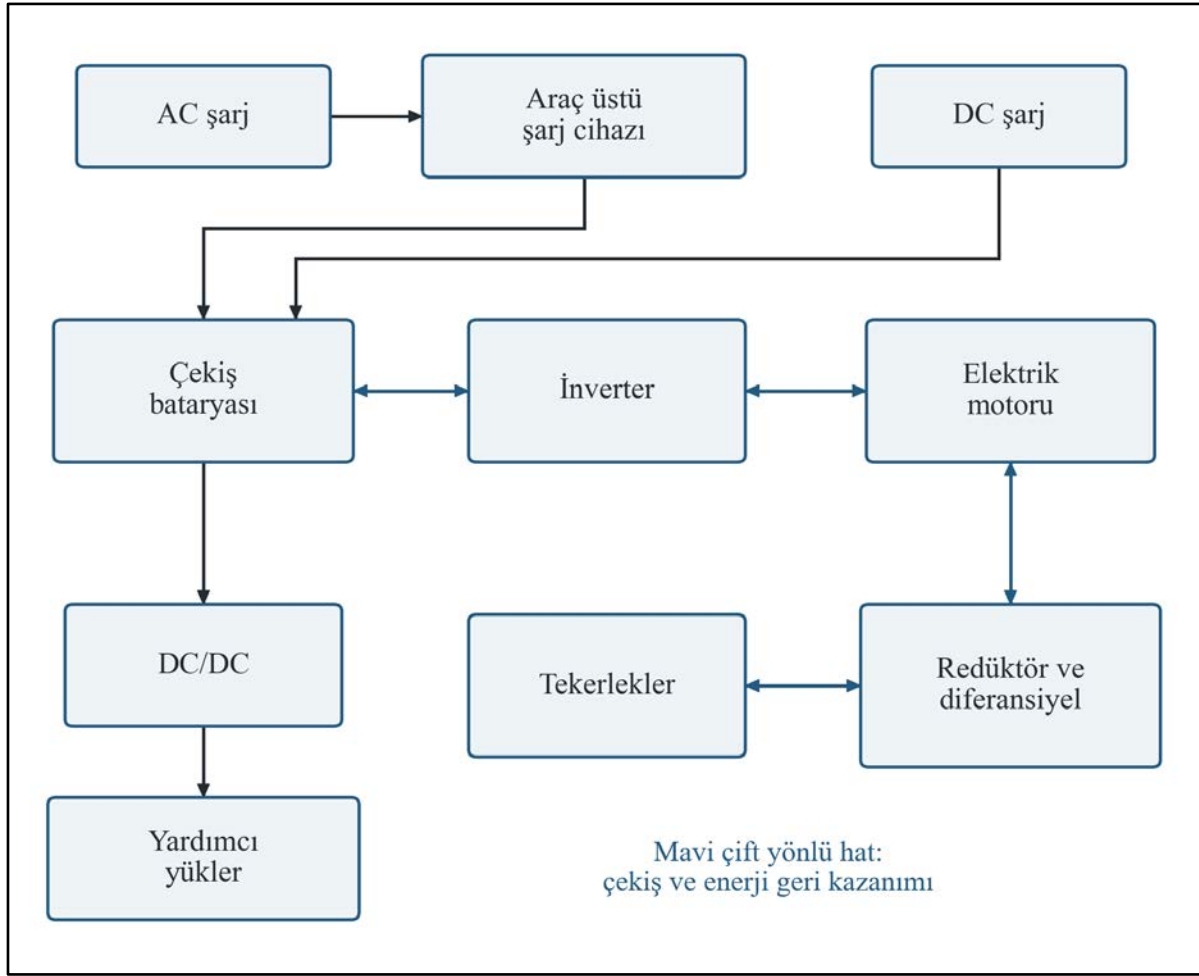
- Elektrik motoru, inverter ve batarya arasındaki enerji akışını açıklamak.
- Batarya gerilimi, kapasitesi, doluluk durumu ve sağlık durumunu birbirinden ayırmak.
- Verilen varsayımlarla enerji, menzil ve şarj süresi hesaplamak.
- Elektrikli taşıt tasarımında ısı ve elektriksel sınırların önemini değerlendirmek.

Elektrikli taşıtta sürücünün hızlanma isteği, önce bir tork talebine, ardından elektrik akımının kontrollü biçimde değiştirilmesine dönüşür. Sessiz çalışma, enerji dönüşümünün olmadığı anlamına gelmez: bataryada kimyasal enerji azalırken tekerleklerde mekanik iş üretilir ve çeşitli bileşenlerde ısı açığa çıkar. Bu bölümde elektrikli tahrik sistemi, tek tek parçaların özelliklerinden başlayarak taşıtın enerji tüketimi ve şarj gereksinimine kadar incelenmektedir. Amaç belirli bir modelin katalog değerini ezberlemek değil, farklı taşıtların hangi fiziksel büyüklüklerle karşılaştırılacağını öğrenmektir.

10.1. Elektrikli tahrikin sistem yapısı

Bataryalı elektrikli taşıtta temel çekiş yolu, çekiş bataryası, güç elektroniği, elektrik makinesi ve mekanik aktarım elemanlarından oluşur. Araç üstü şarj cihazı, şebekeden alınan alternatif akımı bataryanın kabul edebileceği doğru akıma dönüştürür. DC/DC dönüştürücü ise çekiş devresinden daha düşük gerilimli yardımcı devreyi besler. Bu işlevler aynı muhafaza içinde birleştirilse bile enerji bakımından farklı görevlerdir (U.S. Department of Energy, t.y.-e). Şekil 10.1, ana enerji yollarını ve frenlemede mümkün olan ters akışı göstermektedir.

İnverterin yüksek gücü yönetmesi, kontrol ünitesinin de aynı büyüklükte güç harcadığı anlamına gelmez. Kontrol ünitesi, ölçülen hız, akım ve sıcaklıkları kullanarak anahtarlama komutlarını hesaplar; asıl enerji yarı iletken güç elemanlarından geçer. Tek motorlu bir düzenekte mekanik diferansiyel kullanılabilir. Birden fazla motor, ön ve arka akslara farklı tork verilmesini kolaylaştırır; buna karşılık kablolama, soğutma ve denetim gereksinimini artırır. Tahrik düzeni, yalnız motor sayısına bakılarak üstün ilan edilemez.



Şekil 10.1 Bataryalı elektrikli taşıtta temel enerji yolları

Kavramsal şema; mekanik yerleşimi ve elektrik bağlantılarının ayrıntılarını göstermez.

10.2 Elektrik makinesi, tork ve inverter

Elektrik makinesinde statorun oluşturduğu manyetik alan ile rotorun alanı arasındaki etkileşim tork üretir. Sürekli mıknatıslı senkron makinelerde rotor alanı mıknatıslardan, asenkron makinelerde ise rotor içinde indüklenen akımlardan sağlanır. Her iki yaklaşım da uygun denetimle taşıt tahrikinde kullanılabilir. Tasarımda verim haritası, maliyet, mıknatıs malzemesi, yüksek hız dayanımı ve soğutma birlikte değerlendirilir. Elektrikli ve hibrit tahrikin ayrıntılı tasarımı, farklı bileşenlerin bu sistem özellikleri üzerinden eşleştirilmesini gerektirir (Ehsani vd., 2018).

$$P_m = T\omega, \quad \omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (10.1)$$

P_m mekanik güçtür (W), T mil torkudur (N·m), ω açısal hızdır (rad/s), n dönme hızıdır (dev/dak). Denklem mildeki anlık güç için geçerlidir. Motor kipinde elektriksel giriş gücü kayıplar nedeniyle mekanik çıkış gücünden büyüktür.

Düşük hızda tork çoğunlukla akım sınırıyla, yüksek hızda ise gerilim ve manyetik alan sınırlarıyla belirlenir. Bu nedenle motorun bütün hızlarda katalogdaki en büyük torku verdiği varsayılmaz. Sıfır hızda tork üretilebilmesine karşın mekanik güç sıfırdır; akım geçtiğinden bakır kayıpları oluşabilir. Kısa süreli tepe güç ile sürekli güç de farklıdır. İnverter, bataryanın doğru geriliminden ayarlanabilir faz akımları üretir. Frenleme sırasında enerji akışı tersine çevrilebilir; ancak geri kazanım bataryanın kabul gücü ve lastik tutunmasıyla sınırlıdır.

10.3. Hücreden batarya paketine

Bir hücrede pozitif ve negatif elektrotlar, elektrolit ve ayırıcı birlikte çalışır. Hücrelerin seri bağlanması gerilimi, paralel bağlanması ise amper-saat kapasitesini artırır. Bazı paketler hücre–modül–paket düzenini

kullanırken bazı tasarımlarda ayrı modül basamağı azaltılır. Bağlantı topolojisi kadar mekanik koruma, soğutma yüzeyi ve bakım erişimi de önemlidir. Nominal gerilim, çalışma boyunca sabit kalan bir değer değildir; doluluk, akım ve sıcaklıkla değişen gerilimin tanıtıcı bir karşılığıdır.

$$V_p = N_s V_h, \quad Q_p = N_p Q_h, \quad E_{nom} \approx V_p Q_p \quad (10.2)$$

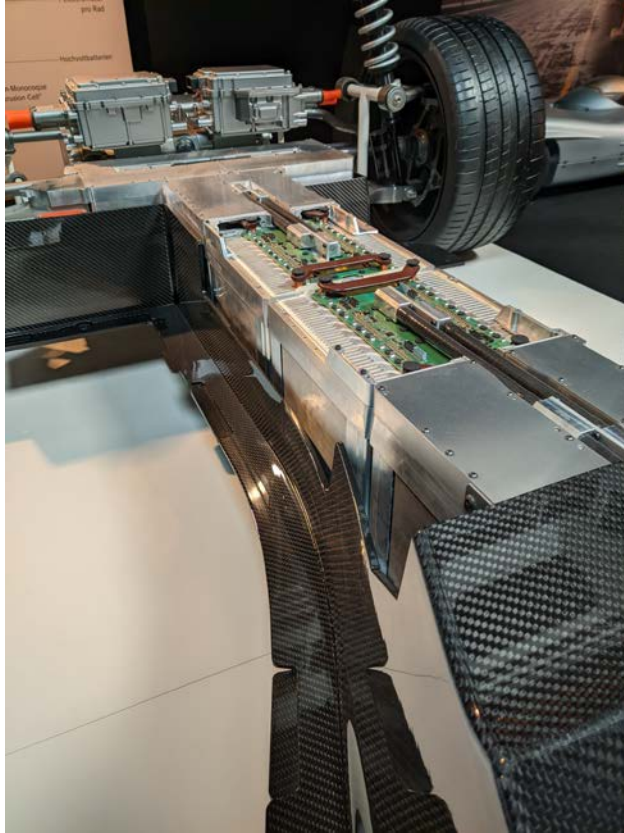
N_s seri, N_p paralel hücre sayısıdır. V_p ve V_h paket ve hücre gerilimidir (V); Q_p ve Q_h kapasitedir (Ah). Bu birimlerle E_{nom} Wh olarak bulunur; $1 \text{ Ah} = 3600 \text{ C}$ ve $1 \text{ Wh} = 3600 \text{ J}$. Eş hücreler ve nominal gerilim yaklaşımı kullanılır.

Lityum iyon, tek bir kimyasal bileşimi ifade etmez. Lityum demir fosfat ile nikel esaslı katot aileleri; enerji yoğunluğu, maliyet, sıcaklık davranışı ve ömür açısından farklı ödünleşmeler içerir. Hücreye ait Wh/kg değerini bütün pakete uygulamak yanıltıcıdır; muhafaza, bağlantılar ve soğutma elemanları da kütle taşır. DOE, farklı depolama teknolojilerinin enerji ve güç özelliklerinin birlikte değerlendirilmesini vurgular (U.S. Department of Energy, t.y.-a).

Tablo 10.1 Batarya göstergeleri ve mühendislikte anlamları

Gösterge	Ne anlatır?	Tek başına neyi göstermez?
Kapasite, Ah	Belirtilen koşullarda aktarılabilen elektrik yükü	Gerilim bilinmeden enerji miktarını
Enerji, kWh	Belirli sınırlar arasında kullanılabilen enerji	Anlık en büyük çekiş gücünü
Özgül enerji, Wh/kg	Kütle başına enerji depolamasını	Soğutma ve çarpışma dayanımını
Güç, kW	Enerjinin aktarılma hızını	Aynı gücün ne kadar sürdürülebileceğini

Resim 10'de hücre gruplarıyla birlikte bağlantı kartları ve paket muhafazası görülür. Batarya tasarımı, enerji depolamanın yanında hücrelerin elektriksel ve mekanik olarak bütünleştirilmesini de kapsar.



Resim 10 Elektrikli taşıt batarya paketi

Elektrikli taşıta ait batarya paketinin sergileme görünümü. Paket, hücre veya modüller yanında bağlantı ve koruma düzenlerini de barındırır. Fotoğraf: Mugel2110 (2023).

10.4. Doluluk, sağlık ve batarya yönetimi

Doluluk durumu, SoC, tanımlı referans kapasiteye göre bataryada kalan yük payıdır. Sağlık durumu, SoH, yaşlanmanın kapasite veya güç yeteneği üzerindeki etkisini ifade eder; raporda hangi SoH tanımının kullanıldığı açıklanmalıdır. Örneğin kapasite temelli %90 SoH, aynı deney koşullarında başlangıç kapasitesinin %90'ının korunduğunu belirtir. Bu değer, o anda bataryanın %90 dolu olduğu anlamına gelmez. Yaşlanmış bir batarya kendi kullanılabilir aralığına göre tamamen dolu olabilir.

$$SoC = \frac{Q_{kalan}}{Q_{referans}}, \quad SoH_{kap} = \frac{Q_{guncel}}{Q_{baslangic}} \quad (10.3)$$

Q büyüklükleri aynı yük birimiyle, örneğin C veya Ah ile verilmelidir. Oranlar boyutsuzdur; yüzde için 100 ile çarpılır. SoH karşılaştırmasında sıcaklık, akım ve gerilim sınırları aynı tutulur.

Batarya yönetim sistemi, BMS, hücre gerilimlerini ve sıcaklıkları izler; akım sınırları, dengeleme ve durum kestirimleriyle paketin kullanılmasını düzenler. Seri bağlı hücrelerden birinin sınırına erken ulaşması bütün paketin kullanılabilir enerjisini sınırlayabilir. Dengeleme, hücreler arasındaki yük farkını azaltır; yıpranmış bir hücreyi yeni hâline getirmez. Akımın zamanla bütünleştirilmesine dayalı SoC hesabı ölçüm hatası biriktirebilir. Dinlenme gerilimi bilgisi ve elektriksel modeller bu tahminin düzeltilmesinde kullanılabilir.

10.5. Enerji tüketimi ve menzil

Menzil hesabında bataryanın brüt enerjisi ile sürücünün kullanmasına izin verilen enerji ayrılmalıdır. Ayrıca tüketimin batarya çıkışında mı, şebeke sayacında mı ölçüldüğü belirtilmelidir. Şarj kayıplarını içeren şebeke tüketimini, bataryadan kullanılabilir enerjiyle doğrudan bölmek tutarsız bir sınır seçimi oluşturur. Isıtma, soğutma, hız, eğim ve rüzgâr koşulları tüketimi değiştirir. Şekil 10.2, sabit kullanılabilir enerjide tüketim arttıkça menzilin doğrusal olmayan biçimde azaldığını göstermektedir.

$$R = \frac{100E_{kul}}{e_{100}} \quad (10.4)$$

R menzildir (km), E_{kul} kullanılabilir batarya enerjisidir (kWh), e_{100} batarya çıkışındaki tüketimdir (kWh/100 km). Sabit ortalama tüketim varsayılır. SI karşılığı, enerjiyi J ve yol başına tüketimi J/m kullanarak $R = E/e$ biçimidir.

Örnek 10.1 Bir paketin enerjisi ve yaklaşık menzili

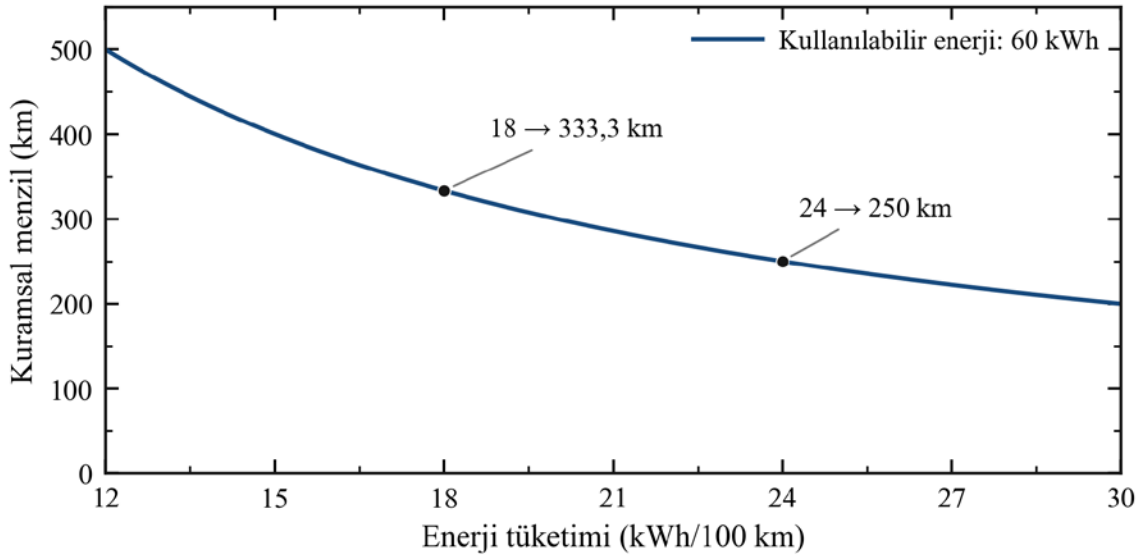
Öğretim amacıyla, 3,65 V ve 50 Ah değerindeki eş hücrelerin 96 seri, 3 paralel bağlandığını varsayınız. Nominal enerjinin %90'ı kullanılabilirsin. Batarya çıkışındaki ortalama tüketim 18 kWh/100 km ise yaklaşık menzili hesaplayınız.

Paket gerilimi: $96 \times 3,65 = 350,4$ V. Paket kapasitesi: $3 \times 50 = 150$ Ah.

Nominal enerji: $350,4 \times 150 = 52\,560$ Wh = 52,56 kWh.

Kullanılabilir enerji: $0,90 \times 52,56 = 47,304$ kWh. Menzil: $100 \times 47,304 / 18 = 262,8$ km.

Sonuç. Yaklaşık menzil 263 km'dir. Sonuç sabit tüketimli bir eğitim hesabıdır; gerçek bir taşıtın onaylanmış menzil değeri değildir.



Şekil 10.2 Sabit batarya enerjisinde tüketim-menzil ilişkisi

Öğretim amaçlı teorik hesap; kullanılabilir enerji 60 kWh, ortalama tüketim sabit kabul edilmiştir.

10.6. AC ve DC şarj

AC şarjda dönüşüm kapasitesini araç üstü şarj cihazı da sınırlar. DC şarjda güç dönüşümünün önemli kısmı istasyonda gerçekleşir. Her iki durumda da batarya, sıcaklığına ve doluluğuna göre kabul edebileceği gücü belirler. İstasyonun etiket gücü, her araçta ve bütün oturum boyunca elde edilen güç değildir. Bağlantı uyumu, araç sınırı, güç paylaşımı ve şarj eğrisi birlikte incelenmelidir (U.S. Department of Energy, t.y.-b).

$$t = \frac{\Delta E}{\eta_{\text{şarj}} P_{\text{sebeke}}} \quad (10.5)$$

t süreyi (h), ΔE bataryada depolanan enerji artışını (kWh), P_{sebeke} ortalama giriş gücünü (kW), $\eta_{\text{şarj}}$ şebekeden depolanan enerjiye kadar toplam şarj verimini gösterir. SI birimleri J ve W seçilirse süre saniye çıkar. Ortalama güç ve verim sabit varsayılır.

Örnek 10.2 Şarj oturumu için enerji ve süre

Eğitim hesabında 60 kWh kullanılabilir enerji aralığı bulunan batarya %20'den %80'e doldurulacaktır. SOC ile depolanan enerji payının yaklaşık orantılı olduğunu varsayınız. Ortalama şebeke gücü 11 kW, toplam şarj verimi %92'dir.

Depolanan enerji artışı: $(0,80 - 0,20) \times 60 = 36$ kWh.

Şebekeden çekilen enerji: $36 / 0,92 = 39,13$ kWh.

Süre: $39,13 / 11 = 3,557$ h; bu değer yaklaşık 3 saat 33 dakikadır.

Sonuç. Yaklaşık süre 3,56 saattir. Gücün son kısımda azalması veya ısıl koşullarla değişmesi, aynı hesabın gerçek güç-zaman eğrisi üzerinden yapılmasını gerektirir.

Resim 11 kablolu şarjın dışarıdan görülen üç ögesini bir araya getirir: istasyon, kablo ve taşıt girişi. Şarj türü ile gücü yalnız görünüşten belirlenmez; donanımın teknik verileri esas alınır.



Resim 11 Taşıt ile şarj istasyonu arasındaki bağlantı

Bir elektrikli otomobilin kablolu şarj istasyonuna bağlantısı; Buffalo, New York, 2013. Şarj ünitesi, bağlantı kablosu ve araç üzerindeki şarj girişi birlikte görülmektedir. Fotoğraf: Fortunate4now (2013).

10.7. Isıl davranış ve elektriksel güvenlik

Akım geçişi iç direnç nedeniyle ısı üretir; en basit direnç modeli için kayıp gücü I^2R ile artar. Bu nedenle aynı dirençte akımı iki katına çıkarmak, dirençsel kaybı dört katına çıkarır. Gerçek hücrede elektrokimyasal ve sıcaklığa bağlı etkiler de vardır. Isıl kaçak, hücre içindeki ısı üretiminin ısı uzaklaştırılmasını aşarak kendi kendini hızlandırabildiği bir durumdur. Soğutma, hücreler arası ısı ayırma, izleme ve uygun muhafaza bu riske karşı farklı koruma katmanları oluşturur.

Yüksek gerilim devreleri, taşıt kapalı görünse de enerji içerebilir. Hasarlı veya su baskınına maruz kalmış bir çekiş bataryasına müdahale edilmez; inceleme uygun eğitim ve ekipmana sahip personelin görevidir. NHTSA, fiziksel hasarın gecikmeli gaz çıkışı ve yangınla sonuçlanabileceğini belirtir (National Highway Traffic Safety Administration, t.y.-c). Öğrenci açısından temel kazanım, koruma elemanlarının görevini tanımak ve normal işletme ile uzman müdahalesi gerektiren durumları ayırabilmektir.

10.8. Tasarımın bütün olarak değerlendirilmesi

Daha büyük batarya, aynı koşullarda daha fazla enerji taşır; fakat ek kütle, maliyet ve hacim getirir. Daha güçlü motor ise batarya, inverter ve soğutma uygun değilse gücünü sürekli kullanamaz. Bir taşıt karşılaştırmasında kullanılabilir enerji, tüketim sınırı, sürekli güç, şarj eğrisi ve test koşulları birlikte yazılmalıdır. Hücre kapasitesinin kaybı ile iç direnç artışı ayrı izlenmelidir; kapasitesi yeterli görünen bir paket yüksek güçte erken sınıra ulaşabilir. Tasarım hedefi, günlük görevi karşılayan ve ömrü boyunca tutarlı davranan bir enerji sistemi oluşturmaktır.

Bölümün özeti

- kW güç, kWh enerji birimidir; menzil ve şarj hesaplarında birbirlerinin yerine kullanılamaz.
- Seri bağlantı gerilimi, paralel bağlantı kapasiteyi artırır; paket enerjisi için gerilim ve kapasite birlikte gereklidir.
- SOC anlık doluluğu, kapasite temelli SOH yaşlanmayla kalan kapasite oranını ifade eder.
- Menzil ve şarj süresi, sistem sınırı ve çalışma koşulları belirtilerek hesaplanmalıdır.

Bölüm sonu soruları

10.1 İnverter, araç üstü şarj cihazı ve DC/DC dönüştürücünün görevlerini karşılaştırınız.

10.2 %100 SOC ve %80 kapasite temelli SOH aynı bataryada birlikte görülebilir mi? Açıklayınız.

- 10.3** Elektrik motorunun sıfır devirde tork üretmesi, sıfır devirde mekanik güç üretmesi anlamına gelir mi?
- 10.4** Öğretim varsayımıyla, 3,2 V ve 100 Ah eş hücrelerden 120 seri, 2 paralel bir paket oluşturuluyor. Nominal gerilim, kapasite ve enerjiyi bulunuz.
- 10.5** Kullanılabilir enerjisi 54 kWh olan bir taşıtın batarya tüketimi 18 kWh/100 km'dir. Enerjinin %10'u yol sonunda korunacaksa, sabit tüketim varsayımıyla planlanabilecek mesafe nedir?
- 10.6** Bataryada 24 kWh enerji depolamak için ortalama 7,4 kW şebeke gücü ve %90 toplam şarj verimi kabul ediliyor. Şebeke enerjisini ve şarj süresini hesaplayınız.
- 10.7** Aynı istasyonda iki taşıt farklı güçlerde şarj oluyor. Bu gözlemden istasyonun arızalı olduğu sonucu çıkarılabilir mi? Hangi bilgileri istersiniz?
- 10.8** Bir üretici yalnız hücre enerji yoğunluğunu açıklıyor. Taşıtın batarya paketi kütleini bu değerle kesin olarak hesaplamak neden doğru değildir?

11. Hibrit taşıtlar, yakıt hücreleri ve ısı yönetimi

Öğrenme hedefleri

- Seri, paralel ve güç bölüşümlü hibrit düzenleri enerji yollarıyla karşılaştırmak.
- Hibrit denetimde batarya doluluğu ve güç paylaşımının önemini açıklamak.
- Yakıt hücresinde hidrojen enerjisinden elde edilen elektrik ve mekanik işi hesaplamak.
- Taşıtın ısı yönetimini konfor, enerji tüketimi ve bileşen ömrüyle ilişkilendirmek.

Bir taşıtın hareketi için gereken güç yol boyunca sürekli değişir. Kalkışta ve yokuşta yüksek güç gerekirken duraklamada tekerlek gücü sıfıra yaklaşır. Hibrit sistemler, farklı enerji dönüştürücülerini bu değişken görevi paylaşacak biçimde bir araya getirir. Yakıt hücreli taşıtlarda da elektrik üreticisi ile batarya birbirini tamamlayabilir. Bu sistemlerin ortak sorunu yalnız enerjiyi üretmek veya depolamak değildir; ısının uygun yere taşınması ve sıcaklıkların yönetilmesi de gerekir. Bu bölüm, güç akışı ile ısı akışının birlikte düşünülmesini amaçlamaktadır.

11.1. Hibritleştirme neyi değiştirir?

İçten yanmalı motorlu bir hibrit taşıtta elektrik motoru kalkışa destek verebilir, uygun koşullarda taşıtı tek başına hareket ettirebilir ve yavaşlamada enerji geri kazanabilir. Dışarıdan şarj edilmeyen hibritte bataryaya giren enerji motor veya frenleme yoluyla sağlanır; batarya ek bir birincil enerji kaynağı değildir. Şarj edilebilir hibritte ise dış elektrik kaynağı da enerji bilançosuna katılır. Bu ayırım, tüketim raporlarının doğru yorumlanması için gereklidir (U.S. Department of Energy, t.y.-g).

Hafif hibrit, tam hibrit ve şarj edilebilir hibrit adları aynı bilgiyi vermez. İlk iki ifade elektrik desteğinin işlevlerini, sonuncusu dışarıdan şarj yeteneğini öne çıkarır. Bir taşıtta yalnız dur-kalk işlevinin bulunması, uzun mesafe elektrikli sürüş yapılabildiğini göstermez. Mühendislik incelemesinde etiket yerine elektrik motorunun konumu, batarya enerjisi, güç sınırları ve hangi işletme kiplerinin mümkün olduğu sorulmalıdır. Şehir içinde sık hız değişimi bulunan görevlerle sabit hızlı uzun yol görevi farklı hibrit çözümlerini öne çıkarabilir.

11.2. Seri, paralel ve güç bölüşümlü düzenler

Seri hibritte içten yanmalı motor tekerleklere mekanik olarak bağlı değildir; bir jeneratörü döndürür. Tekerlek torku elektrik makinesinden gelir. Motorun çalışma noktası, tekerlek hızından daha bağımsız seçilebilir; fakat yakıttan gelen enerji elektrik ve mekanik dönüşümlerden geçer. Paralel hibritte motor ile elektrik makinesi tekerleklere mekanik güç sağlayabilir. Bu düzen, uygun işletme koşullarında doğrudan mekanik yolun avantajını kullanır; tork birleştirme ve geçiş denetimi gerektirir. Şekil 11.1, iki düzenin temel farkını göstermektedir.

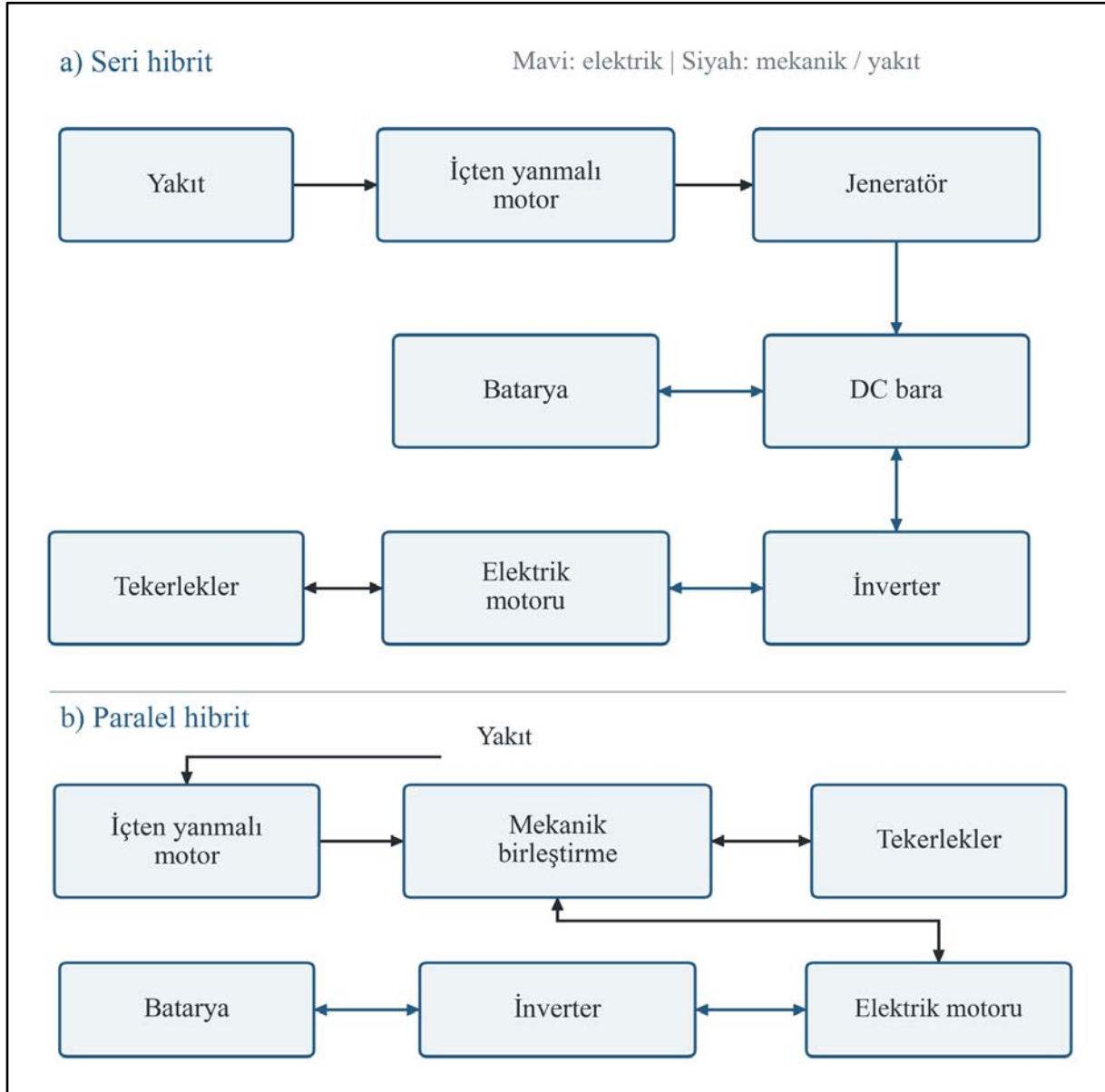
Güç bölüşümlü düzende motor gücü, kullanılan mekanik düzen ve denetim stratejisine bağlı olarak mekanik ve elektriksel yollara dağılır. Gezegen dişli takımı bu amaçla kullanılabilen çözümlerden biridir; her hibritin aynı düzene sahip olduğu varsayılmaz. Enerji yollarının çeşitlenmesi, her koşulda daha yüksek verim anlamına gelmez. İç dolaşım güçleri ve dönüştürme kayıpları gerçek bileşen haritalarıyla hesaplanmalıdır. Hibrit mimarinin boyutlandırılması ile güç paylaşımının denetimi bu nedenle birlikte ele alınır (Ehsani vd., 2018).

Tablo 11.1 Hibrit mimarilerin temel karşılaştırması

Mimari	Motorun tekerleğe yolu	Başlıca mühendislik konusu
Seri	Jeneratör ve elektrikli tahrik üzerinden	Dönüşüm kayıpları ile motor çalışma noktası arasındaki denge
Paralel	Doğrudan mekanik bağlantı mümkün	Motor ve elektrik makinesinin torklarını uyumlu birleştirme

Mimari	Motorun tekerleğe yolu	Başlıca mühendislik konusu
Güç bölüşümlü	Mekanik ve elektriksel yollar birlikte	Çoklu güç yollarının hız ve verim koşullarını yönetme

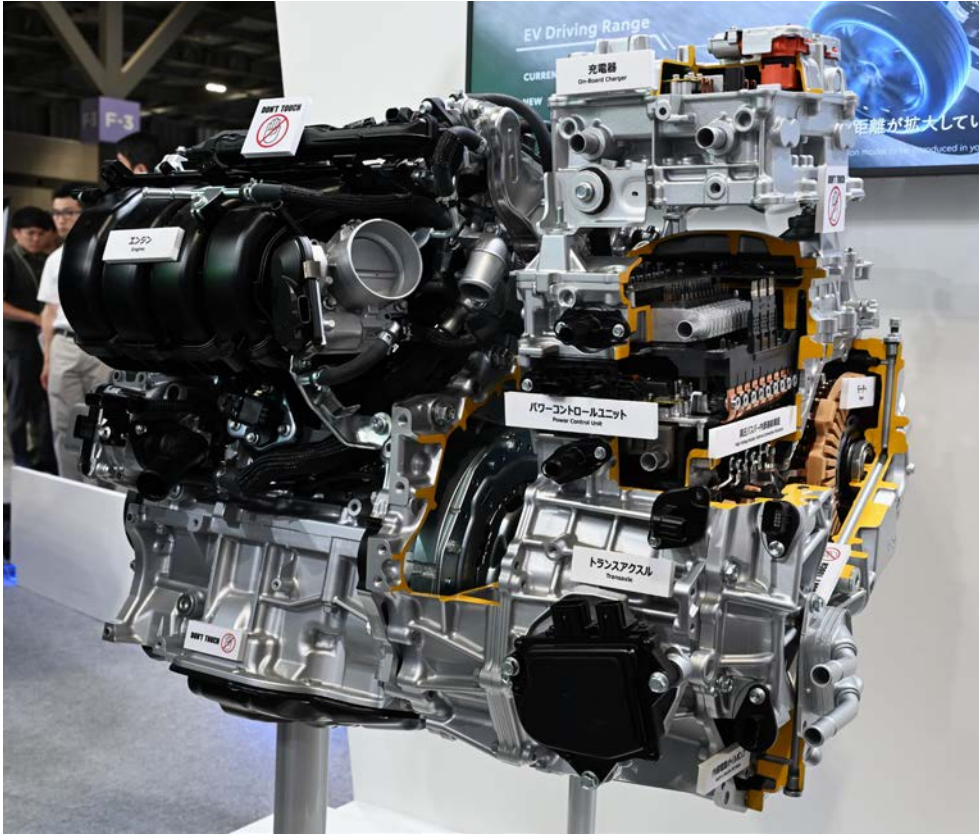
Karşılaştırma kavramsaldır; tüketim üstünlüğü sürüş görevi ve boyutlandırmaya bağlıdır.



Şekil 11.1 Seri ve paralel hibritte enerji yolları

Kavramsal şemalar; seri düzende içten yanmalı motor ile tekerlekler arasında doğrudan mekanik bağlantı bulunmaz.

Şemalardaki işlevsel kutular, gerçek taşıtta birbirine yakın yerleştirilen bileşenlere karşılık gelir. Resim 12 motor, elektrikli tahrik ve güç elektroniğinin birlikte paketlenildiği bir hibrit sistem örneğini gösterir.



Resim 12 Hibrit tahrik sisteminin sergi kesiti

Şarj edilebilir hibrit güç sisteminin sergi kesiti. Solda içten yanmalı motor; sağda güç elektroniği, elektrikli tahrik ve güç aktarma bileşenleri birlikte görülür. Üstte taşıt üzeri şarj birimi yer alır. Fotoğraf: TTTNIS (2026).

11.3 Enerji yönetimi ve karşılaştırma sınırı

Enerji yönetimi, sürücünün istediği tekerlek gücünü bileşen sınırları içinde karşılamak için güç kaynaklarını paylaşır. Basit bir kural tabanlı strateji, düşük yükte elektrikli sürüşü ve yüksek güç gereksiniminde ortak çalışmayı seçebilir. Bunun yanında batarya doluluğu, sıcaklık, motor ısınması, gürültü ve emisyon kontrolü gibi koşullar da dikkate alınır. Güzergâhın önceden bilinmesi, ilerideki yokuş veya iniş için enerji rezervi hazırlanmasını mümkün kılar; güzergâh tahmininin yanlış olabileceği de hesaba katılmalıdır.

$$P_{kaynak,1} + P_{kaynak,2} = P_{istenen} + P_{kayıp} \quad (11.1)$$

Bütün P terimleri aynı sistem sınırında tanımlanan güçlerdir (W). Kaynak güçleri seçilen pozitif akış yönüne göre işaretlidir. Batarya şarj olurken batarya kolunun kaynak gücü negatif olabilir. Farklı millerde ölçülen güçler, aktarım kayıpları hesaba katılmadan toplanmamalıdır. Güç dönüştürücülerin ve bağlantıların içindeki geçici enerji birikimi ihmal edilir.

İki hibrit stratejisini yalnız yakıt tüketimiyle karşılaştırmak, biri testi daha boş bataryayla bitirmişse adil değildir. Başlangıç ve bitiş enerji durumları eşitlenmeli veya net batarya enerji değişimi açıkça hesaba katılmalıdır. Şarj edilebilir hibritte elektrik ve yakıt tüketimleri ayrı verilerek kullanım payı açıklanır. Bir sürüş boyunca düşük yakıt tüketmek, toplam enerji veya yaşam döngüsü etkisinin kendiliğinden düşük olduğu sonucunu vermez. Elektriğin ve hidrojenin üretim yolları, değerlendirme sınırı genişletildiğinde ayrıca önem kazanır.

11.4. Fren enerjisi ve güç tamponlama

Yavaşlayan taşıtta kinetik enerji azalır. Elektrik makinesinin jeneratör olarak çalışması, bu azalmanın bir bölümünü bataryaya aktarabilir. Ancak lastik-yol etkileşimi, motor hızı, inverter sınırı, batarya doluluğu ve sıcaklığı geri kazanılabilecek miktarı sınırlar. Kaygan zeminde öncelik enerji toplamak değil kararlılığı korumaktır. Bu yüzden sürtünmeli frenler ile elektrikselsel frenleme birlikte yönetilir. Batarya dolu olduğunda veya soğukken geri kazanımın azalması, aynı pedal talebinin başka fren bileşenlerince karşılanmasını gerektirebilir.

Batarya ayrıca kısa süreli güç tamponudur. Ortalama yol gücünü karşılayacak büyüklükte seçilen bir enerji dönüştürücü, ani hızlanmadaki ek gücü bataryadan alabilir. Bunun tersi, dönüştürücünün uygun çalışma noktasında ürettiği fazla gücün bataryaya yönlendirilmesidir. Her şarj-deşarj çevriminde kayıp bulunduğundan, sırf bataryadan geçirmek için enerji dönüştürmek yarar sağlamaz. Fayda, motorun verimli bölgede çalışması, rölantinin azaltılması veya aksi hâlde kaybolacak fren enerjisinin geri kazanılması gibi sistem düzeyindeki kazanımlarla ortaya çıkar.

11.5. Yakıt hücresinde elektrik üretimi

Yakıt hücresi, yakıtın kimyasal enerjisini elektrokimyasal tepkimeyle elektriğe dönüştürür. Proton değişim membranlı, PEM, hücrede hidrojen anot tarafına, oksijen içeren hava katot tarafına verilir. Elektronlar dış devreden geçerken protonlar membran üzerinden taşınır; su ve ısı açığa çıkar. Tek hücrenin gerilimi sınırlı olduğundan çok sayıda hücre yığın hâlinde bağlanır (U.S. Department of Energy, t.y.-c). Yakıt hücresi, hidrojenin bir içten yanmalı motorda yakılmasıyla aynı teknoloji değildir.



Denklem toplam kimyasal tepkimeyi gösterir. İki mol hidrojen ile bir mol oksijen iki mol su oluşturur. Açığa çıkan enerjinin elektrik ve ısı olarak payları işletme koşullarına bağlıdır; suyun fazı alt ve üst ısı değer ayrımında önem taşır.

Yakıt hücreli bir taşıtta batarya, ani yükleri paylaşabilir ve fren enerjisini depolayabilir; hidrojen deposu ise başlıca taşınan yakıt rezervini oluşturur (U.S. Department of Energy, t.y.-f). Yığının brüt elektrik gücü ile kompresör, pompa ve diğer yardımcıları çıkarıldıktan sonraki net güç farklıdır. Verim verilirken net veya brüt olduğu ve hidrojenin alt mı üst mü ısı değerinin kullanıldığı mutlaka yazılmalıdır. Farklı paydalarla raporlanmış iki verim doğrudan karşılaştırılmaz.

$$E_{teker} = m_{H_2} H_u \eta_{FC,net} \eta_{tahrik} \quad (11.3)$$

m_{H_2} hidrojen kütlesidir (kg), H_u alt ısı değeridir (J/kg), $\eta_{FC,net}$ net yakıt hücresi verimi ve η_{tahrik} elektrikten tekerleğe verimdir. E_{teker} J olarak hesaplanır. Başlangıç ve bitiş batarya enerjileri eşit, verimler ortalama değerler ve kapsam dışı yardımcı yükler sıfır varsayılır.

Örnek 11.1 Hidrojen enerjisinden yaklaşık tekerlek işi

Öğretim senaryosunda 2 kg hidrojenin alt ısı değeri 120 MJ/kg, net yakıt hücresi verimi %55 ve elektrikten tekerleğe verim %90 alınsın. Tekerlek enerji gereksinimi sabit 15 kWh/100 km'dir. Kabin yüklerini dışarıda bırakınız; bataryanın net enerji değişimi sıfır olsun.

Yakıt enerjisi: $2 \times 120 = 240$ MJ. Net elektrik: $240 \times 0,55 = 132$ MJ.

Tekerlek işi: $132 \times 0,90 = 118,8$ MJ = 33 kWh.

Menzil: $100 \times 33 / 15 = 220$ km.

Sonuç. Belirtilen idealize koşullarda 220 km bulunur. Bu değer bir modelin gerçek tüketimi değildir; yardımcı yükler ve değişken verim sonuçları değiştirecektir.

11.6. Hidrojen depolama ve sistem sınırları

Hidrojenin kütle başına kimyasal enerjisi yüksek olsa da düşük yoğunluğu nedeniyle taşıtta depolama hacmi önemli bir konudur. Basıncılı depoda yalnız yakıtın kütlesi değil, basınç kabının ve bağlantı elemanlarının kütlesi de değerlendirilir. Sızdırmazlık, kontrollü havalandırma, algılama ve çarpışma dayanımı birlikte tasarlanır. Bir depolama yöntemini sadece yakıtın ısı değeri üzerinden değerlendirmek, taşıtın kullanılabilir hacmi ve toplam kütlesi hakkında yeterli bilgi vermez. Servis ve acil durum işlemleri, sistemin özel gereklerine göre yetkili personelce yürütülür.

Elektrik üretmek üzere hidrojen kullanılması, kullanım noktasındaki karbon içeren egzoz bileşenlerini ortadan kaldırabilir; ancak hidrojenin nasıl üretildiği ayrı bir sorudur. Elektroliz, sıkıştırma, taşıma ve dönüşüm aşamalarında enerji gereksinimi vardır. Karşılaştırma, aynı taşıma hizmeti başına ve aynı üretim sınırlarıyla yapılmalıdır. Yolcu-kilometre veya ton-kilometre gibi hizmet birimleri, kütlesi ve kapasitesi

farklı taşıtları yorumlamaya yardımcı olur. Belirli bir güç sisteminin bütün görevlerde üstün olduğu kabulü yerine görev süresi, yük ve altyapı birlikte incelenir.

11.7. Isıl devreler ve ısı pompası

İçten yanmalı motor, yakıt hücresi, batarya ve inverter aynı sıcaklıkta en iyi çalışmaz. Bu nedenle tek bir soğutma devresinin bütün gereksinimleri aynı anda karşılayacağı düşünülmemelidir. Isı değiştiriciler, pompalar ve vanalar farklı devreler arasındaki etkileşimi yönetir. Nissan'ın teknik açıklaması, kabin, batarya ve elektrikli tahrik devrelerinin birlikte yönetilmesine ve atık ısının yeniden kullanılmasına bir uygulama örneği sunar (Nissan Motor Corporation, t.y.). Bu örnek, bütün taşıtlarda aynı donanımın bulunduğu anlamına gelmez.

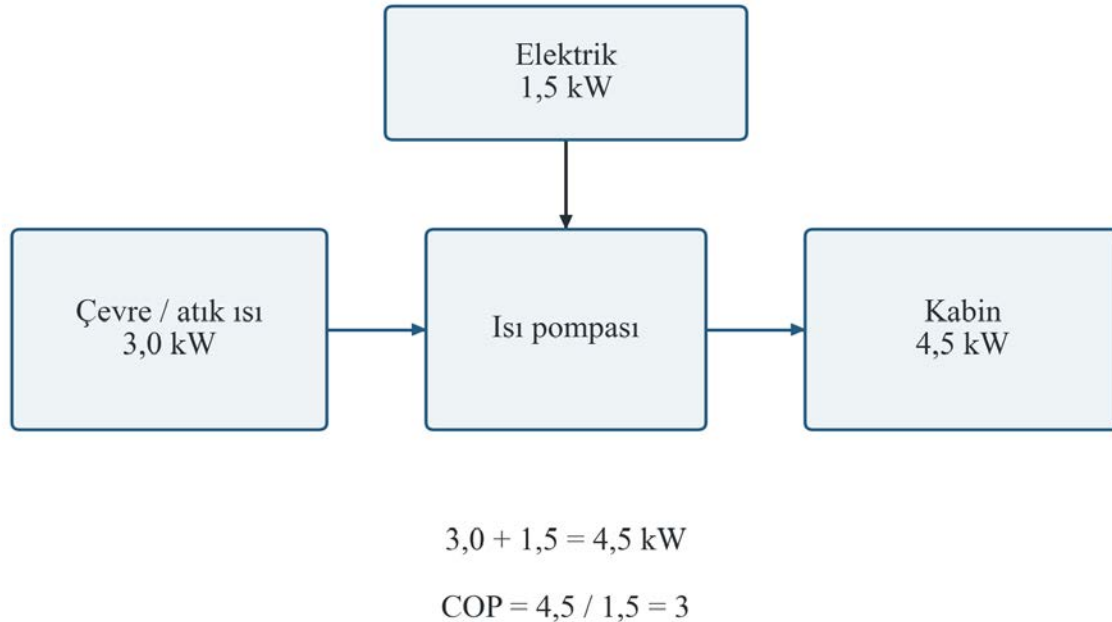
$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{cikis} - T_{giris}) \quad (11.4)$$

$\dot{Q}$ akışkana aktarılan ısı hızıdır (W), $\dot{m}$ kütleli debidir (kg/s), c_p sabit basınçtaki özgül ısıdır (J/(kg·K)), sıcaklık farkı K cinsindendir. Kararlı, tek fazlı akışta kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilir. Mil işi bulunmadığı kabul edilir. c_p bu sıcaklık aralığında sabit veya aralık ortalaması olarak alınır.

Isı pompası, kompresör işi yardımıyla düşük sıcaklıktaki bir ortamdan daha yüksek sıcaklıktaki kabine ısı taşır. Isıtma etkinlik katsayısı, COP, kabine verilen ısının elektrik girişine oranıdır. COP'nin birden büyük olması enerjinin yoktan üretildiğini göstermez; kabine ulaşan ısının bir bölümü dış ortamdan veya başka bir bileşenden alınır. Şekil 11.2 bu enerji bilançosunu göstermektedir. Dış sıcaklık, nem, buz çözme ve istenen kabin sıcaklığı değiştiğinde COP de değişir.

$$COP_{ısıtma} = \frac{\dot{Q}_{kabin}}{P_{elektrik}}, \quad \dot{Q}_{kabin} = \dot{Q}_{kaynak} + P_{elektrik} \quad (11.5)$$

$\dot{Q}_{kabin}$ ve $\dot{Q}_{kaynak}$ ısı transfer hızları, $P_{elektrik}$ elektrik gücüdür (W); COP boyutsuzdur. İkinci eşitlik kararlı ve dış kayıpları ihmal edilen ısı pompasının enerji bilançosudur.



Şekil 11.2 Isı pompasında örnek enerji bilançosu

Öğretim amaçlı varsayımlar; enerji dengesi $3,0 + 1,5 = 4,5 \text{ kW}$ 'tır.

Örnek 11.2 Kabin ısıtmasının batarya enerjisine etkisi

Kabin için 4,5 kW sabit ısıtma yükü ve 1,5 saat yolculuk varsayalım. Dirençli ısıtıcının verimini 1, ısı pompasının toplam COP'sini 3 alarak elektrik tüketimlerini karşılaştırınız.

Dirençli ısıtıcı gücü 4,5 kW; enerji tüketimi $4,5 \times 1,5 = 6,75 \text{ kWh}$.

Isı pompası elektrik gücü $4,5 / 3 = 1,5$ kW; enerji tüketimi $1,5 \times 1,5 = 2,25$ kWh.

Fark: $6,75 - 2,25 = 4,50$ kWh. Kabul edilen koşullardaki azalma %66,7'dir.

Sonuç. 4,50 kWh daha az elektrik kullanılır. Bu oran, sabit COP kabulüne aittir; mevsimlik veya bütün taşıt tüketimindeki azalma olarak sunulamaz.

11.8. Enerji ve sıcaklığın birlikte yönetilmesi

Soğuk bataryayı önceden ısıtmak başlangıçta enerji tüketse de uygun güç kabulünü ve verimi sağlayabilir. Buna karşılık gereksiz ısıtma menzili azaltır. Benzer biçimde hibrit motorun kapatılması yakıt kazandırırken kabin ısısı veya egzoz arıtma sıcaklığı için yeniden çalıştırma gerekebilir. İyi bir strateji, yalnız o andaki tüketimi en aza indirmez; yolculuk boyunca enerji, sıcaklık, konfor ve dayanıklılık gereksinimlerini birlikte karşılar. Tasarım doğrulamasında ılıman hava kadar soğuk başlangıç, uzun tırmanış ve yüksek şarj gücü gibi zorlayıcı koşullar da değerlendirilmelidir.

Bölümün özeti

- Hibrit mimari, enerjinin tekerleklere hangi yollardan ulaşabildiğini belirler; tek başına tüketim üstünlüğünü belirlemez.
- Hibrit stratejiler aynı başlangıç ve bitiş batarya enerjisiyle veya açık bir enerji düzeltmesiyle karşılaştırılmalıdır.
- Yakıt hücresi veriminde net/brüt güç ve alt/üst ısıl değer ayrımı belirtilmelidir.
- Isı pompası çevreden aldığı ısıyı kompresör işiyle taşır; COP enerji bilançosuyla birlikte yorumlanmalıdır.

Bölüm sonu soruları

11.1 Seri ve paralel hibritte içten yanmalı motorun tekerleklere güç iletim yolu nasıl farklılaşır?

11.2 Dışarıdan şarj edilmeyen hibritte batarya neden sınırsız bir ek enerji kaynağı sayılamaz?

11.3 Isıtma COP'si 3 olan bir ısı pompası enerji korunumu ilkesini ihlal eder mi?

11.4 Eğitim hesabında, aynı mekanik birleştirme noktasında 40 kW isteniyor ve içten yanmalı motor 25 kW sağlıyor. Elektrik motoru kolunun bataryadan mekanik çıkışa verimi %90 ise batarya gücü ve 60 saniyedeki enerji çıkışı ne olur? Diğer kayıpları ihmal ediniz.

11.5 Net 30 kW elektrik üreten yakıt hücresinin alt ısıl değer temelli net verimi %50'dir. Hidrojenin alt ısıl değeri 120 MJ/kg kabul edilirse saatlik tüketimi bulunuz.

11.6 Kararlı bir soğutma devresinde 10 kW ısı taşınacaktır. Akışkanın özgül ısısı 3800 J/(kg·K), sıcaklık artışı 5 K kabul edilsin. Gerekli kütleli debiyi hesaplayınız.

11.7 İki hibrit kontrol stratejisinden A daha az yakıt tüketiyor; ancak testi B'ye göre daha düşük batarya doluluğunda bitiriyor. Hangisinin daha verimli olduğuna hemen karar verilebilir mi?

11.8 Yalnız yakıt hücresi yığınının en yüksek verimini kullanarak bütün taşıt tüketimini hesaplamanın iki sakıncasını açıklayınız.

12. Taşıt güvenliği ve sürüş destek sistemleri

Öğrenme hedefleri

- Aktif ve pasif güvenlik önlemlerini aynı olay zinciri içinde açıklamak.
- Çarpışma enerjisi, durma mesafesi ve zaman aralığı için temel hesapları yapmak.
- Sürüş destek işlevlerini, algılayıcı sınırlarını ve otomasyon düzeylerini doğru ayırmak.
- İşlevsel güvenlik ile amaçlanan işlevin güvenliği arasındaki farkı örneklerle yorumlamak.

Güvenli bir taşıt, yalnız sağlam bir gövdeye veya çok sayıda algılayıcıya sahip taşıt değildir. Tasarım; tehlikenin önlenmesi, sürücünün desteklenmesi, kaçınılmayan çarpışmanın etkisinin azaltılması ve olay sonrasındaki risklerin sınırlandırılması aşamalarını birlikte kapsar. Bir sistemin varlığı ile belirli bir durumda etkili çalışması farklı konulardır. Bu bölümde güvenlik, fiziksel enerji dengeleri ile insan ve otomatik sistem arasındaki görev paylaşımı üzerinden incelenmektedir. Verilen sayısal örnekler temel mekanik ilişkileri öğretir; gerçek bir kazanın adli veya biyomekanik çözümlemesinin yerini tutmaz.

12.1. Güvenlik olay zinciri

Aktif güvenlik, kazanın oluşmasını önlemeyi veya çarpışma öncesinde hızı azaltmayı amaçlar. Lastikler, frenler, aydınlatma, elektronik kararlılık denetimi ve uyarı sistemleri bu amaca katkı sağlar. Pasif güvenlik ise çarpışma gerçekleştiğinde yolcuların ve diğer yol kullanıcılarının yaralanma riskini azaltmaya yöneliktir. Yolcu hücresi, kontrollü şekil değiştirme bölgeleri, emniyet kemerleri ve hava yastıkları birlikte çalışır. Kaza sonrası enerji kaynaklarının güvenli yönetimi ve yardımın ulaşması da güvenliğin devam eden parçasıdır.

Risk değerlendirmesi, yalnız bir parçanın bozulma olasılığını saymak değildir. Tehlikeli durumun hangi koşullarda oluştuğu, olası sonucu ve sürücünün olayı kontrol edebilmesi birlikte düşünülür. Örneğin aynı direksiyon arızası, park alanında ve yüksek hızlı virajda farklı sonuçlar doğurabilir. Mühendis, sistemin normal görevini tanımladıktan sonra görevden sapmaları ve koruyucu önlemleri inceler. Bir önlemin başka bir tehlike oluşturup oluşturmadığı da sorgulanır; yanlış bir acil fren talebi arkadan çarpışma riskini artırabilir.

12.2. Çarpışma enerjisi ve pasif koruma

Bir taşıt durdurulduğunda kinetik enerjisi başka biçimlere dönüşür. Çarpışmada bu enerji, gövdenin plastik şekil değiştirmesi, parçaların hareketi, sürtünme ve başka mekanizmalarla dağılır. Ön ve arka bölgelerde kontrollü deformasyon istenirken yolcu yaşam alanının korunması hedeflenir. Bu iki amaç çelişkili değildir; gövdenin farklı bölgeleri farklı görevlerle tasarlanır. Yolcunun kendi hareketi de kemer, koltuk ve hava yastıklarıyla yönetilir. Taşıtın yavaşlaması ile yolcunun yavaşlama geçmişi aynı olmak zorunda değildir.

$$E_k = \frac{1}{2}mv^2, \quad F_{ort} \simeq \frac{E_k}{s_d} \quad (12.1)$$

E_k kinetik enerji (J), m kütle (kg), v hız (m/s), s_d etkin durdurma/deformasyon mesafesi (m), F_{ort} ortalama kuvvettir (N). İkinci bağıntı bütün kinetik enerjinin belirtilen mesafede işe dönüştüğü tek boyutlu ideal modeldir; tepe kuvveti vermez.

Hava yastığı emniyet kemerini tamamlar; onun yerine geçen bağımsız bir koruma değildir. Oturuş konumu ve kemerin doğru kullanımı, koruyucu sistemin tasarlandığı biçimde çalışmasını etkiler. Hava yastığının açılması çarpışmanın yönüne, şiddetine ve sistem tasarımına bağlı olduğundan her kazada açılması beklenmez (National Highway Traffic Safety Administration, t.y.-a). Çocuk koruma sistemleri de yolcunun boyutlarına ve taşıtın kullanım talimatlarına uygun seçilmelidir. Bir kazadan sonra yalnız dış gövdenin onarılması, koruma sisteminin bütünüyle eski durumuna döndüğünü kanıtlamaz.

Örnek 12.1 Çarpışmada ortalama kuvvete giriş

Öğretim modelinde 1500 kg taşıt, rijit bir engele çarpmadan önce 50 km/h hızdadır. Bütün kinetik enerjinin 0,60 m etkin deformasyon boyunca harcandığını kabul ediniz. Ortalama kuvveti hesaplayınız.

Hız: $50 / 3,6 = 13,889$ m/s. Kinetik enerji: $0,5 \times 1500 \times (50/3,6)^2 \approx 144\,676$ J $\approx 144,7$ kJ.

Yuvarlanmamış enerjiyle ortalama kuvvet: $E_k / 0,60 \approx 241\,127\text{ N} \approx 241\text{ kN}$.

Aynı modelde deformasyon mesafesi 0,80 m olsaydı ortalama kuvvet 180,8 kN olurdu.

Sonuç. Mesafenin uzaması ortalama kuvveti azaltır. Hesapta sekme, dönme, karşı taşıtın deformasyonu ve zamanla değişen kuvvet ihmal edilmiştir; sonuç yolcu yaralanma ölçütü değildir.

Resim 13'deki mankenler, çarpışma yüklerinin insan bedeniyle ilişkisini incelemek için kullanılan ölçüm araçlarıdır. Tek bir beden boyutundan elde edilen sonuçların bütün yolcuları temsil etmemesi, farklı mankenlerin kullanılmasını gerekli kılar.



Resim 13 Çarpışma deneyinde kullanılan ölçüm mankenleri

THOR-50M ve THOR-5F çarpışma testi mankenleri. Farklı beden boyutlarını temsil eden ölçüm düzenekleri, çarpışmada insan üzerindeki yüklerin değerlendirilmesine yardımcı olur. Fotoğraf: Human Crash Safety (2022).

12.3. Aktif güvenlik ve durma mesafesi

Frenleme kapasitesi yalnız fren donanımına bağlı değildir; lastik-yol tutunması ve yol eğimi de etkilidir. Kilitlenmeyi önleyici fren sistemi, ABS, tekerleklerin uzun süre kilitli kalmasını sınırlandırarak yönlendirilebilirliğin korunmasına yardımcı olur. Elektronik kararlılık denetimi, ESC, sürücünün istediği yön ile taşıtın hareketini karşılaştırıp uygun tekerleklerle fren ve tahrik müdahalesi uygulayabilir. Bu sistemler tutunma sınırını ortadan kaldırmaz. Aşırı hızla girilen bir virajda mevcut yol kuvveti yetersizse elektronik denetim tek başına çözüm oluşturmaz.

$$s_{dur} = vt_r + \frac{v^2}{2a} \quad (12.2)$$

s_{dur} toplam durma mesafesidir (m), v başlangıç hızı (m/s), t_r algılama ve tepki gecikmesi (s), a sabit yavaşlama büyüklüğüdür (m/s^2). Düz yol, gecikme boyunca sabit hız ve ardından sabit yavaşlama kabul edilir; fren basıncının oluşma süresi gecikme içinde değerlendirilir.

Denklemden ilk terim gecikme mesafesi, ikinci terim fren mesafesidir. Hız arttığında gecikme mesafesi doğrusal, fren mesafesi ise hızın karesiyle artar. Şekil 12.1, bu ayrımı aynı varsayımlar altında gösterir. Islak zemin veya uygun olmayan lastik nedeniyle erişilebilir yavaşlamanın düşmesi toplam mesafeyi uzatır. Otomatik müdahale gecikmeyi azaltabilse bile algılama ve frenleme anlık değildir; her koşulda çarpışmanın önlenmesi kabul edilemez.

Örnek 12.2 Gecikme ve fren mesafesinin ayrılması

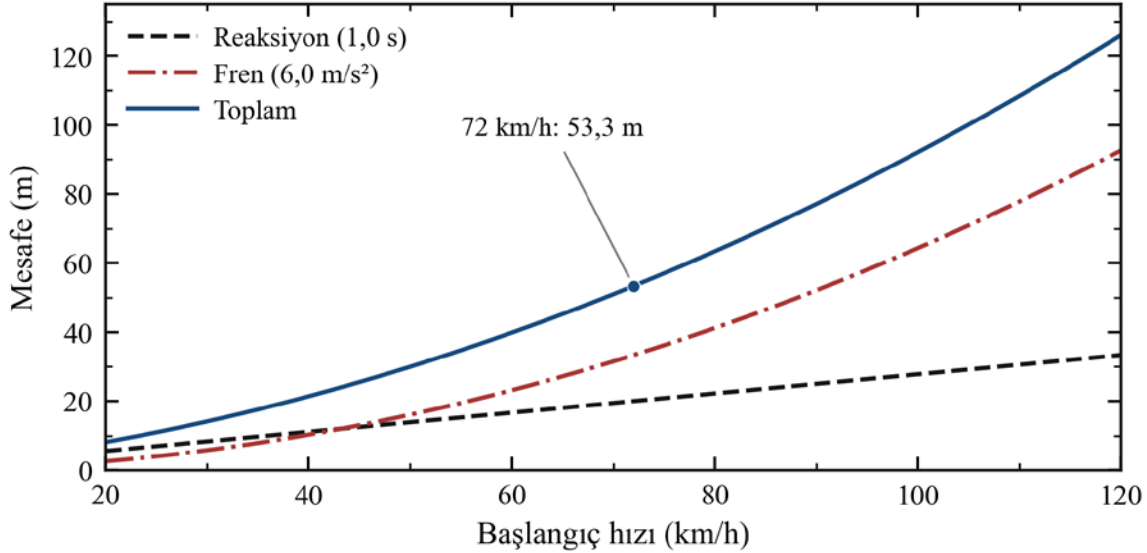
Düz yolda 72 km/h hızla giden taşıt için toplam gecikme 1,0 s ve sabit yavaşlama $6,0 \text{ m/s}^2$ varsayılın. Durma mesafesini ve gecikme 0,6 s olduğundaki farkı hesaplayınız.

Başlangıç hızı $72 / 3,6 = 20 \text{ m/s}$. Gecikme mesafesi $20 \times 1,0 = 20 \text{ m}$.

Fren mesafesi $20^2 / (2 \times 6) = 33,33 \text{ m}$. Toplam 53,33 m.

Gecikme 0,6 s olursa toplam $20 \times 0,6 + 33,33 = 45,33 \text{ m}$; fark 8 m'dir.

Sonuç. Gecikmenin azalması bu varsayımlarla 8 m kazandırır; fren mesafesi aynı kalır. Veriler eğitim içindir ve bir destek sisteminin sertifikalı performansını temsil etmez.



Şekil 12.1 Hızın gecikme, fren ve toplam durma mesafesine etkisi

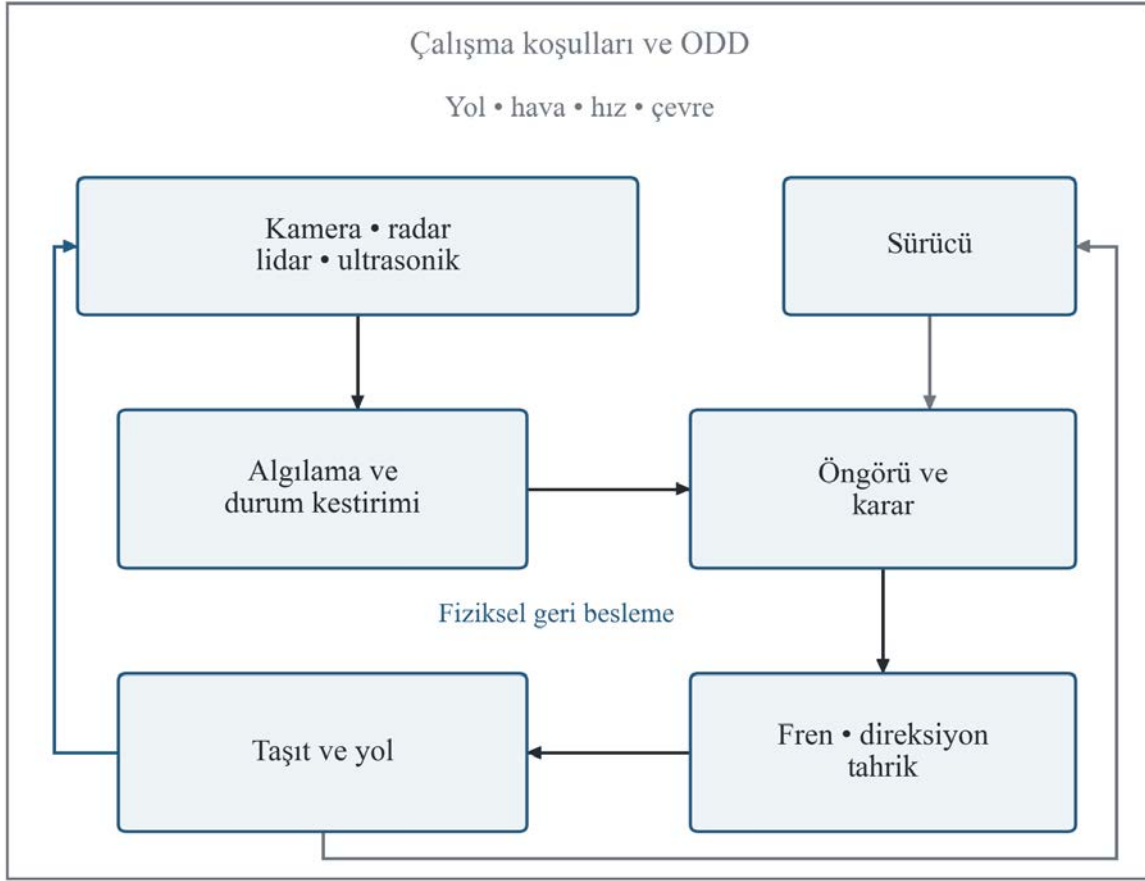
Öğretim varsayımları: düz yol, 1,0 s gecikme ve $6,0 \text{ m/s}^2$ sabit yavaşlama; ölçülmüş deney verisi değildir.

12.4. Algılama, kestirim ve karar verme

Bir sürüş destek sistemi önce çevre ve taşıt durumu hakkında ölçüm toplar, sonra bu ölçümleri yorumlar. Kamera görüntüdeki işaret ve nesneleri ayırt etmeye, radar uzaklık ve bağıl hız hakkında bilgi sağlamaya, lidar ise çevrenin geometrisini ölçmeye yardımcı olur. Ultrasonik algılayıcılar yakın mesafeli uygulamalarda kullanılabilir. Her ölçümün belirsizliği, görüş alanı ve gecikmesi vardır. Bir algılayıcının nesneyi görmesi, nesnenin hareketinin veya sürücünün niyetinin eksiksiz bilindiği anlamına gelmez.

Kamera aydınlatma ve mercekle kirlenmesinden, radar hedefin yansıtma özelliklerinden, lidar yağış ve görüş hattından etkilenebilir. Ultrasonik ölçümde yüzeyin açısı ve mesafe önemlidir. Bu etkilerin büyüklüğü kullanılan ürüne ve işleme yöntemine bağlıdır; tek bir genel menzile veya doğruluk sayısı bütün algılayıcılara uygulanamaz.

Algılayıcı birleştirme, farklı ölçümlerin ortak bir çevre tasvirinde değerlendirilmesidir. İki ölçümün uyuşması güveni artırabilir; ancak ortak bir neden ikisini de bozuyorsa bağımsızlık varsayımı geçerli değildir. Bir kamyonun arkasında tamamen kalan yaya, hiçbir görüş hattı yoksa doğrudan algılanamayabilir. Sistem bunun yerine örtülü bölge nedeniyle belirsizliği artırmalı ve uygun davranış sınırlarını kullanmalıdır. Şekil 12.2'deki çevrim, ölçümden uygulamaya kadar her aşamanın güvenlik açısından değerlendirilmesi gerektiğini vurgular.



Şekil 12.2 Sürüş destek sisteminde kapalı çevrim

Kavramsal çevrim; sürücünün görevi etkin işlevin otomasyon düzeyine bağlıdır.

12.5. Uyarı, destek ve müdahale işlevleri

Önden çarpışma uyarısı, tehlike algılandığında sürücüye bilgi verir. Otomatik acil frenleme, AEB, tanımlı durumlarda fren uygular. Uyarlamalı hız sabitleyici, ACC, seçilmiş hız ve izleme aralığına göre boylamsal hareketi destekler. Şeritten ayrılma uyarısı ile şeritte tutma veya şerit ortalama işlevleri de aynı değildir; uyarı veren bir işlevin direksiyona müdahale ettiği varsayılmaz (National Highway Traffic Safety Administration, t.y.-b). İşlev adı benzer olsa bile üreticilerin çalışma koşulları farklı olabilir.

$$h_t = \frac{d}{v_{ego}}, \quad TTC = \frac{d}{v_{ego} - v_{ön}} \quad (12.3)$$

d iki taşıt arasındaki boylamsal açıklıktır (m), v_{ego} ve $v_{ön}$ hızlardır (m/s), h_t zaman aralığı ve TTC çarpışmaya kalan süredir (s). h_t için $v_{ego} > 0$; TTC için $v_{ego} > v_{ön}$ gerekir. Aynı doğrultuda sabit hız ve değişmeyen hedef kabul edilir.

Zaman aralığı ile çarpışmaya kalan süre farklı soruları cevaplar. Zaman aralığı izleme açıklığını kendi taşıt hızına göre ifade eder. TTC ise mevcut bağlı hareket değişmezse açıklığın ne zaman sıfıra ineceğini söyler. Ön taşıt frenlediğinde, şerit değiştirdiğinde veya hedef tanımlaması değiştiğinde basit TTC hesabı yenilenmelidir. Yalnız tek bir eşik kullanılarak bütün trafik davranışları güvenle sınıflandırılmaz; belirsizlik, yol geometrisi ve müdahalenin yan etkileri de değerlendirilir.

12.6. Otomasyon düzeyi ve görev paylaşımı

SAE sınıflandırması, etkin işlevin sürüş görevini nasıl paylaştırdığını tanımlar. Çalışma tasarım alanı, ODD, işlevin tasarlandığı yol, hız ve çevre koşullarını belirtir. Bir taşıtta farklı düzeylerde işlevler bulunabilir. Tablo 12.1 bu görev ayrımını özetler (SAE International, 2021).

Tablo 12.1 SAE sürüş otomasyonu düzeylerinin özeti

Düzye	Sürekli sürüş görevi	İnsan ve çalışma alanı
0	Sürücü yürütür	Anlık uyarı veya müdahale bulunabilir.
1	Sistem yanal veya boylamsal denetimi destekler	Sürücü çevreyi izler ve sürüşü yürütür.
2	Sistem iki denetimi birlikte destekler	Sürücü çevreyi sürekli izler; gerektiğinde müdahale eder.
3	Sistem kendi ODD'sinde tüm dinamik sürüş görevini yürütür	Geri devralmaya hazır kullanıcı gerektiğinde görevi üstlenir.
4	Sistem kendi ODD'sinde sürüş görevini ve güvenli duruma geçişi yürütür	İnsan müdahalesine dayanmaz; ODD sınırlıdır.
5	Sistem sürüş görevini ve güvenli duruma geçişi yürütür	İnsanın yönetebildiği yol koşullarıyla sınırlı genel kapsam; belirli bir ODD kısıtı yoktur.

SAE International (2021); destek işlevleri için ayrıca National Highway Traffic Safety Administration (t.y.-b). Düzey 5 fiziksel olarak sürülemez koşulları kapsamaz.

Ellerin direksiyondan ayrılması tek başına düzey göstermez. Çevre gözetimi ve güvenli duruma geçiş görevlerini kimin üstlendiği belirleyicidir. İşlev sınırları ve sürücüdenden beklenen davranış açıkça öğrenilmelidir.

12.7. İşlevsel güvenlik ve amaçlanan işlevin güvenliği

ISO 26262 serisi, güvenlikle ilgili elektrikli ve elektronik sistemlerin hatalı davranışlarından kaynaklanan tehlikeler için işlevsel güvenlik çerçevesi sağlar. Örneğin arızalı bir sensör sinyali nedeniyle istenmeyen tork talebi oluşması bu bakışla incelenir. Serinin 2018 tarihli birinci bölümü kullanılan terimleri tanımlar (International Organization for Standardization, 2018). Bir ürünün yalnız bir standardın adını taşıması, bütün tehlikelerin ortadan kaldırıldığını göstermez; gereksinimler, tasarım ve doğrulama kanıtları birlikte değerlendirilir.

ISO 21448:2022, amaçlanan işlevin güvenliği, SOTIF, açısından işlevsel yetersizliklerden doğan riskleri ele alır. Donanım arızalanmamışken bir görüntüleme işlevinin zor bir sahneyi yanlış yorumlaması buna örnek olabilir. Dolayısıyla arıza güvenliği ile işlevin algısal veya tanımsal yetersizliği ayrı sorulardır (International Organization for Standardization, 2022). Her iki yaklaşımda da sınır koşullarını tanımlamak gerekir. Siber saldırılara karşı koruma ayrıca ele alınır; güvenlik kavramlarının birbiriyle ilişkili olması aynı kapsamı taşıdıkları anlamına gelmez.

12.8. Doğrulama, belirsizlik ve insan etkeni

Bir AEB sisteminin tek bir hedefe bir kez doğru fren yapması yeterli doğrulama değildir. Hız, yaklaşma açısı, hedef boyutu, aydınlatma, yol yüzeyi ve algılayıcı kirliliği gibi değişkenler planlı biçimde çeşitlendirilmelidir. Kaçırılan tehlikeler kadar gereksiz müdahaleler de kaydedilir. Sonuçlar, yalnız toplam başarı yüzdesiyle değil, hangi koşullarda hangi başarısızlıkların görüldüğüyle raporlanır. Kontrollü pist deneyi, benzetim ve saha verisi farklı kanıtlar sağlar; her birinin kapsadığı koşullar ve sınırlamalar açık tutulur.

İnsan etkeni, sonradan eklenen bir ekran tasarımı konusu değildir. Sık ve gerekçesi anlaşılmayan uyarılar sürücünün güvenliğini azaltabilir; aşırı güven veren bir gösterge ise dikkat kaybına yol açabilir. İyi tasarım, işlevin etkinliğini, sınırını ve sürücüdenden beklenen davranışı zamanında bildirir. Servis sonrasında algılayıcı hizasının veya yazılım yapılandırmasının değişmesi de işlevi etkileyebilir. Güvenlik değerlendirmesi, tasarımdan kullanım ve bakıma kadar devam eder; donanım, yazılım ve insan davranışı birlikte ele alınır.

Bölümün özeti

- Aktif güvenlik kazayı önlemeye, pasif güvenlik çarpışmanın sonuçlarını azaltmaya yöneliktir.

- Kinetik enerji ve sabit yavaşlama altındaki fren mesafesi hızın karesiyle artar.
- Uyarı, sürekli destek ve acil müdahale farklı işlevlerdir; özellik adı çalışma sınırını tek başına açıklamaz.
- Otomasyon düzeyi görev paylaşımını, ODD ise tasarlanan çalışma koşullarını tanımlar.
- İşlevsel güvenlik ile SOTIF, birbirini tamamlayan fakat farklı tehlike kaynaklarına odaklanan yaklaşımlardır.

Bölüm sonu soruları

- 12.1** Aktif ve pasif güvenliği birer örnekle açıklayınız.
- 12.2** Önden çarpışma uyarısı ile AEB arasındaki temel görev farkı nedir?
- 12.3** Arızalı hız sensörü ile sağlam kameranın zor ışık koşulunda nesneyi yanlış yorumlamasını güvenlik açısından ayırınız.
- 12.4** Aynı taşıtın hızı 60 km/h'den 90 km/h'ye çıkarsa kinetik enerjisi kaç kat olur? Artış yüzde kaçtır?
- 12.5** Aynı şeritte kendi taşıtınız 108 km/h, ön taşıt 90 km/h hızla sabit ilerliyor. Aradaki açıklık 54 m ise zaman aralığını ve basit TTC değerini bulunuz.
- 12.6** Düz yolda 80 km/h başlangıç hızı, 1,2 s gecikme ve 5 m/s² sabit yavaşlama için toplam durma mesafesini hesaplayınız.
- 12.7** Bir destek sistemi işlevine ait videoda sürücü ellerini direksiyondan ayırabiliyor. Bu görüntü Düzey 3 olduğunu kanıtlar mı? Açıklayınız.
- 12.8** Kamerası ve radarı bulunan bir taşıtta kamyonun arkasındaki yayayı algılamamanın kesin olduğu söyleniyor. Bu iddiayı mühendislik açısından değerlendiriniz.

13. Taşıt yazılımı haberleşme ve siber güvenlik

Öğrenme hedefleri

- CAN, LIN ve Ethernet ağlarının temel görevlerini ayırt etmek.
- Ağ yükü ve güncelleme süresini hesaplayıp sonucun sınırlarını açıklamak.
- Tanılama kodlarını çalışma koşullarıyla ilişkilendirmek.
- Yazılım yaşam döngüsü, emniyet ve siber güvenlik arasındaki ilişkiyi kurmak.

Modern bir taşıt, birbiriyle haberleşen denetleyicilerin ortak ürünüdür. Mekanik açıdan uygun bir tasarım, yanlış veya geç ulaşan bilgi nedeniyle beklenen davranışı göstermeyebilir. Bu bölüm, taşıt yazılımını ve ağlarını temel mühendislik kavramlarıyla açıklar; haberleşme, tanılama ve güvenli güncelleme kararlarını aynı sistem içinde ele alır.

13.1. Taşıtta yazılımın görevi ve zaman kavramı

Bir taşıtın davranışı mekanik parçalar, elektrik devreleri ve yazılımın birlikte çalışmasıyla ortaya çıkar. Elektronik kontrol birimi, kısaca ECU, algılayıcılardan aldığı bilgiyi işler ve eyleycilere komut verir. Örneğin soğutma fanı denetimi yalnız sıcaklığı okumaz; ölçümün güvenilirliğini, çalışma durumunu ve çıkış sürücüsünü de izler. Aynı taşıtta sürücüye gösterilen hızın anlaşılır olması ile fren denetimindeki hız bilgisinin zamanında ulaşması farklı gereksinimlerdir. Bu nedenle yazılım tasarımına başlarken hangi bilginin ne zaman, hangi doğrulukla ve hangi hata davranışıyla kullanılacağı açıklanmalıdır.

Gerçek zamanlılık, işlemin yalnız hızlı yapılması değil, belirlenmiş son zamandan önce tamamlanmasıdır. Bir görev için ortalama hesaplama süresi yeterli kanıt değildir; en uzun yürütme süresi, kesmeler, kaynak paylaşımı ve haberleşme gecikmeleri de önemlidir. Örnekleme periyodu, gecikme ve bu gecikmenin değişkenliği ayrı büyüklüklerdir. Sonuncusu zamanlama titreşimi olarak adlandırılır. Eski bir ölçüm sayısal bakımdan doğru olsa bile mevcut denetim kararı için uygun olmayabilir. Dolayısıyla mesajın değeri yanında zaman damgası, geçerlilik işareti ve kaybolduğunda kullanılacak davranış tasarlanır.

13.2. CAN, LIN ve Ethernet ağları

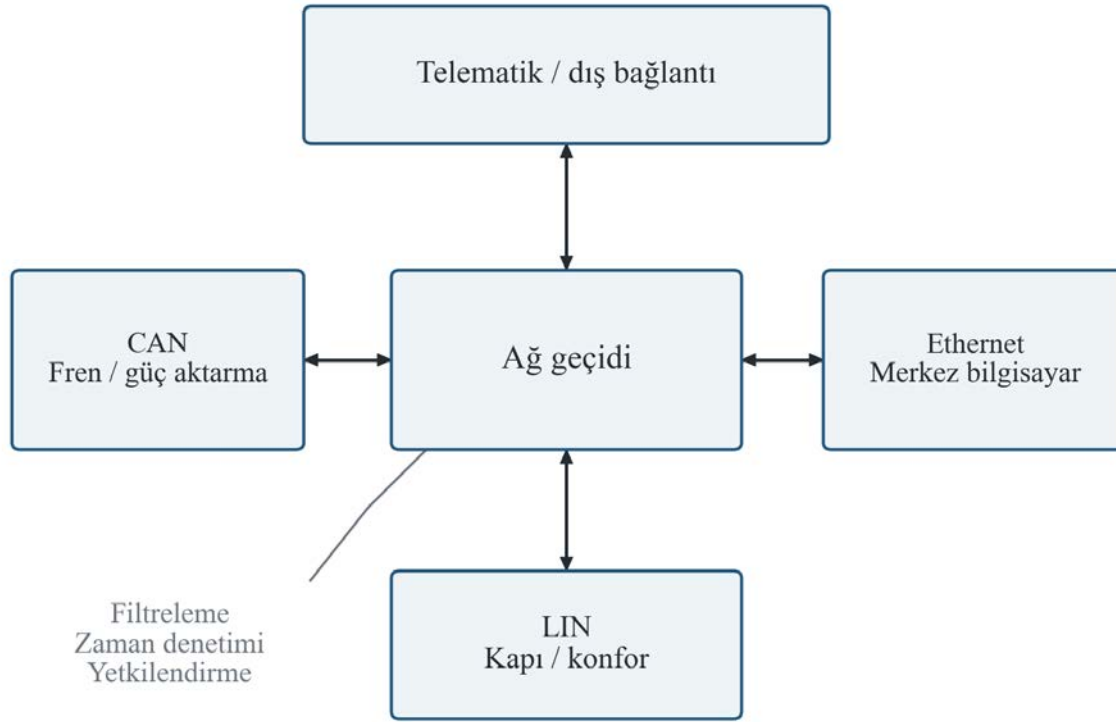
Her algılayıcıyı her kontrol birimine ayrı kabloyla bağlamak kablo demetini büyütür. Paylaşılan ağlar, birçok mesajın aynı fiziksel ortamdan taşınmasını sağlar. CAN, iletileri kimliklerle ayıran ve aynı anda başlayan gönderimler arasında bit düzeyinde öncelik belirleyebilen bir ağıdır. Aynı çerçeve biçiminde daha düşük sayısal kimlik daha yüksek erişim önceliği taşır. Kimlik genellikle mesajın anlamıyla ilişkilidir; doğrudan bir alıcı adresi olmak zorunda değildir. Çerçevenin hata denetimi, iletim bozulmalarını saptamaya yardım eder; mesajı gönderenin yetkili olduğunu kendi başına kanıtlamaz.

LIN, kapı, ayna ve konfor işlevleri gibi daha düşük veri hızı gerektiren yerel alt ağlarda kullanılabilir. Bir yönetici düğümün zaman çizelgesi haberleşmeyi düzenler. Otomotiv Ethernet ise özellikle yüksek veri hacmi ve anahtarlama bağlantıları için uygundur. Ethernet kullanılması, her mesajın kendiliğinden belirli sürede ulaşacağı anlamına gelmez; trafik sınıfları ve zamanlama ayrıca tasarlanır. Taşıtta bu ağlar birlikte bulunabilir. Ağ geçidi farklı protokoller arasında bilgi aktarımını ve filtrelemeyi üstlenir (NXP Semiconductors, t.y.). Şekil 13.1, işlevlerin örnek bir dağılımını gösterir.

Tablo 13.1 Taşıt ağlarının temel kullanım özellikleri

Ağ	Temel yaklaşım	Örnek görev / dikkat noktası
CAN	Paylaşılan ortam; mesaj önceliği	Denetim verileri / en kötü gecikme değerlendirilir
LIN	Yönetici zaman çizelgesi	Konfor alt ağı / sınırlı veri gereksinimi
Ethernet	Anahtarlama veri iletimi	Yüksek veri hacmi / trafik yönetimi gerekir

Protokol ailesinin genel özellikleri verilmiştir; hız ve kablolama sınırları seçilen fiziksel katmana bağlıdır.



Şekil 13.1 Farklı taşıt ağlarının ağ geçidi çevresinde bütünleşmesi

Şematik eğitim gösterimidir; belirli bir üreticiye ait mimariyi veya ölçülmüş veriyi temsil etmez.

13.3. Bant genişliği, gecikme ve veri bütünlüğü

Bant genişliği, birim zamanda taşınabilen bit sayısı ile ilgilidir. Uygulamanın yararlı verisi ise çerçeve başlıkları, hata denetimi ve beklemler çıkarıldıktan sonra elde edilir. Bayt ile bit karıştırılmamalıdır: bir bayt sekiz bittir. Ortalama ağ yükü ilk kapasite denetimini sağlar; ancak düşük ortalama yüke rağmen eşzamanlı yoğun gönderimler bir mesajı geciktirebilir. Önceliği düşük bir mesaj, daha öncelikli mesajlar nedeniyle bekleyebilir. Bu yüzden tasarımcı ortalama dolulukla birlikte en kötü yanıt süresini, mesajın son teslim zamanını ve yeniden iletim olasılığını inceler.

$$U = \sum_{i=1}^N \frac{L_i}{RT_i} \quad (13.1)$$

U boyutsuz ortalama ağ yükü; L_i bir periyotta gönderilen i numaralı mesajın toplam iletim uzunluğu (bit); R hat bit hızı (bit/s); T_i periyot (s); N mesaj sayısıdır. Çerçeve ekleri L_i içinde yer alır. Sabit periyot ve ortalama uzunluk varsayılır; denklem gecikme garantisi vermez.

Örnek 13.1 Periyodik mesajların ağ yükü

Eğitim amacıyla 500 000 bit/s hızındaki bir ağda, toplam iletim uzunluğu 128 bit olan 15 mesajın 10 ms, 10 mesajın 20 ms ve 5 mesajın 100 ms periyotla gönderildiğini kabul ediniz. Ortalama yükü hesaplayınız.

Periyotlar saniyeye çevrilir: 0,010; 0,020; 0,100 s.

Grupların hız gereksinimleri sırasıyla $15 \times 128 / 0,010 = 192\ 000$; $10 \times 128 / 0,020 = 64\ 000$; $5 \times 128 / 0,100 = 6\ 400$ bit/s olur.

Toplam 262 400 bit/s; $U = 262\ 400 / 500\ 000 = 0,5248$.

Tek çerçevenin iletim süresi $128 / 500\ 000 = 0,000256\text{s} = 0,256\text{ ms} = 256\text{ms}$ bulunur.

Sonuç. Ortalama yük %52,48'dir. Kalan kapasite bir gecikme güvencesi değildir; öncelikler, trafik yığılması ve hata çerçeveleri ayrıca incelenmelidir.

Bir sinyal ağ üzerinden taşınırken birimi, ölçeği, işareti ve geçerli aralığı önceden tanımlanmalıdır. Ham tam sayı değerinin örneğin 0,1 °C adımlı sıcaklık mı yoksa başka bir büyüklük mü olduğu arayüz sözleşmesinde açıkça yazılır. İki yazılım ekibinin farklı ölçek kullanması, fiziksel bağlantı sağlamken yanlış denetim davranışına yol açabilir. Sıra sayacı, zaman aşımı ve makullük denetimi bu tür sorunların bir bölümünü ortaya çıkarır; her birinin algılayabildiği hata türü farklıdır.

13.4. Tanılama, OBD ve arıza kayıtları

Tanılama, gözlenen belirtilerden arızanın olası nedenlerini sistemli biçimde ayırmaktır. OBD, taşıt üzerindeki tanılama düzenini ifade eder; emisyonla ilgili izlemeler bunun önemli bir bölümüdür. Tanılama arıza kodu, İngilizce kısaltmasıyla DTC, hangi koşulun saptandığını kaydeder. Kod, çoğu durumda değiştirilecek parçanın kesin adı değildir. Devre, besleme, bağlantı, mekanik etki veya kalibrasyon sorunu aynı belirtiye katkı sağlayabilir. Arıza anı kaydı olarak açıklanabilecek freeze-frame verileri, kodun oluştuğu sıradaki çalışma koşullarını değerlendirmeye yardım eder (Sosnowski & Gardetto, 2001).

Bir tanılama mühendisinin ilk işi kanıtı korumak ve zaman sırasını anlamaktır. Kodun etkin mi geçmişte oluşmuş mu olduğu, tekrar sıklığı, sıcaklık ve yük koşulları birlikte değerlendirilir. İzleyicinin henüz tamamlanmamış olması ile tamamlanıp sorun bulmaması farklı sonuçlardır. Aynı biçimde bir kodun silinmesi, fiziksel nedenin giderildiğini göstermez. Yetkili test ortamında ölçüm, karşılaştırma ve gerekçeli hipotez denemesi yapılır. Bu yaklaşım parça değiştirerek deneme maliyetini azaltır ve arızanın başka bir sisteme yansımaları gözden kaçırılmayı önler.

13.5. Siber güvenlik ve emniyetin ilişkisi

İşlevsel emniyet, sistem bozukluklarının kabul edilemez tehlikeye dönüşmesini önlemeye; siber güvenlik ise yetkisiz etkileşimlerden doğan riskleri yönetmeye odaklanır. Alanlar farklı olsa da bir ağ mesajının bozulması veya yazılımın yetkisiz değiştirilmesi fiziksel sonuç doğurabileceğinden birlikte değerlendirilir. ISO/SAE 21434:2021, taşıtın elektrik ve elektronik sistemlerinde siber güvenlik risk yönetimini yaşam döngüsü boyunca ele alır; belirli tek bir koruma teknolojisini zorunlu çözüm olarak sunmaz (International Organization for Standardization & SAE International, 2021).

Gizlilik, verinin yetkisiz kişilerce okunmamasıdır. Bütünlük, verinin yetkisiz değiştirilmemesi; kullanılabilirlik, gereken işlevin gereken zamanda sağlanabilmesidir. Bunlara kaynağın kimliğini doğrulama ve yetki sınırlarını uygulama eşlik eder. Konum geçmişi için gizlilik öne çıkarken, frenleme komutunda bütünlük ve zamanında kullanılabilirlik çok önemlidir. Risk değerlendirmesi korunacak varlığı, olası etkiyi ve erişim yollarını tanımlar. Ağ bölümlendirmesi, en az yetki ve güvenli açılış gibi önlemler birbirini tamamlar; tek bir koruma katmanına güvenilmez.

UN R155, siber güvenlik yönetim sistemi ve taşıtın siber güvenlik yönünden onaylanmasıyla ilişkilidir. Bu düzenleme ile ISO/SAE 21434 aynı belge değildir; biri düzenleyici çerçeve, diğeri mühendislik standardıdır (United Nations Economic Commission for Europe, 2021a). Mühendis, hedef pazarın geçerli düzenleme metnini ve ilgili değişiklik serisini proje başlangıcında belirlemelidir. Bir güvenlik özelliğinin pazarlama adı veya tek bir test sonucu, bütün yaşam döngüsünün uygunluğunu kanıtlamaz.

13.6. Güvenli yazılım güncellemesi

Uzaktan yazılım güncellemesi, OTA, bakım ve işlev geliştirme olanağı sağlar. İndirme, paketin kaynağını ve bütünlüğünü doğrulama, donanımla uyumluluğu değerlendirme, kurulumu uygun çalışma durumunu belirleme ve sonucu kaydetme farklı aşamalarıdır. Kurulum yarıda kaldığında taşıtın kabul edilebilir duruma dönmesi önceden planlanmalıdır. Geri dönüş imkânı ile güvenlik açığı bulunan eski sürüme yetkisiz dönüşün engellenmesi birlikte tasarlanır. UN R156, yazılım güncellemelerini ve güncelleme yönetim sistemini ele alır (United Nations Economic Commission for Europe, 2021b).

$$t_d = \frac{8B}{\eta R} \quad (13.2)$$

t_d indirme süresi (s); B paket boyutu (bayt); R bağlantı hızı (bit/s); η yararlı veri aktarım oranıdır. Sabit ortalama hız varsayılır. Kurulum, bekleme ve yeniden başlatma süreleri bu ifadeye dahil değildir.

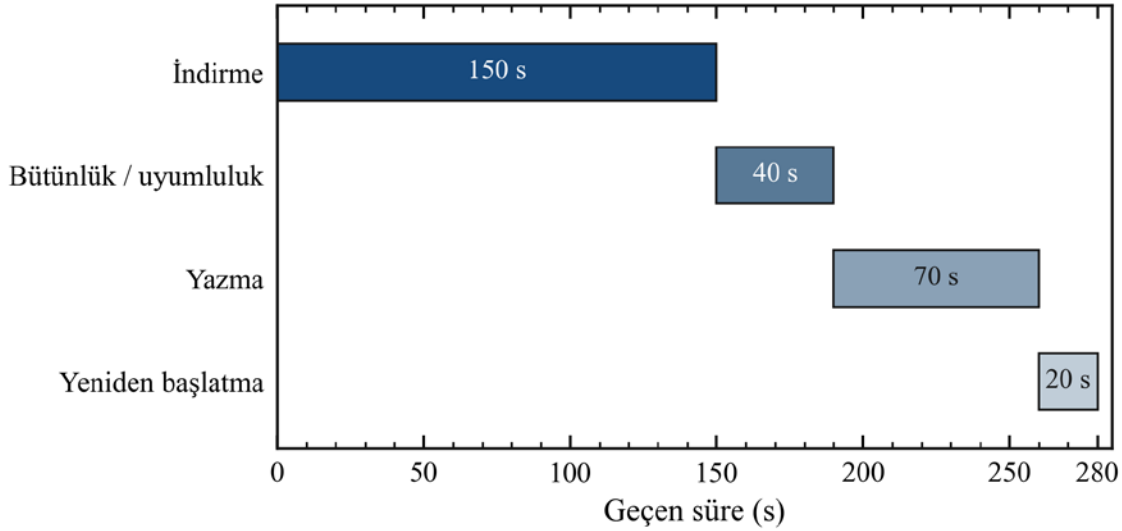
Örnek 13.2 Bir güncellemenin zaman bütçesi

Eğitim senaryosunda paket boyutu 120 MB, bağlantı hızı 8 Mbit/s ve yararlı aktarım oranı 0,80'dir. MB = 10^6 bayt alınsın. Doğrulama 40 s, yazma 70 s, yeniden başlatma 20 s sürüyorsa toplam süre nedir?

Yararlı hız $0,80 \times 8 = 6,4$ Mbit/s olur. Paket 960 Mbit içerir.

İndirme süresi $960 / 6,4 = 150$ s; toplam süre $150 + 40 + 70 + 20 = 280$ s'dir.

Sonuç. Toplam 4 dakika 40 saniyedir. Bağlantı kopmaları ve kullanıcı beklemesi hesaba katılmadığından bu değer saha garantisi değildir.



Şekil 13.2 Örnek güncellemede aşamaların zaman bütçesi

Eğitim amaçlı süre varsayımlarıdır; gerçek güncelleme performansı değildir.

13.7. Yazılım yaşam döngüsü ve mühendislik sorumluluğu

Yazılımın sürüm numarası, çalıştığı donanım, parametre kümesi ve test sonuçları birlikte izlenmelidir. Bir değişiklik yalnız ilgili satırı etkileyebilir; ağ trafiğini, işlemci yükünü ve başka bir işlevin hata davranışını değiştirebilir. Bu nedenle birim testlerini bütünleştirme testleri ve daha önce çalışan özelliklerin korunmasını sınavan gerileme testleri izler. Gereksinim ile test arasındaki izlenebilirlik, hangi iddianın hangi kanıtla desteklendiğini gösterir. Açıklanamayan bir test başarısızlığı, geçerli koşullar değiştirilerek görünmez hâle getirilmemelidir.

Saha geri bildirimleri de tasarımın parçasıdır. Olay kayıtlarında gereğinden fazla kişisel veri toplamak yerine amaç için gerekli veri, saklama süresi ve erişim yetkisi tanımlanır. Bir sensörün kablosu, bir mesajın ölçeği ve bir yazılım güncellemesinin sürümü aynı fiziksel işlevi etkileyebilir. Bu bölümün temel yaklaşımı, sorumluluğu mekanik ve yazılım ekipleri arasında kaybetmemektir: arayüzler açıkça yazılır, hata koşulları önceden düşünülür ve kararlar tekrar incelenebilir kanıtlara bağlanır.

Bölümün özeti

- Ağ yükü kapasite hakkında bilgi verir; zaman sınırlarının karşılandığı ayrıca gösterilir.
- DTC bir belirtinin kaydıdır; neden analizi ölçüm ve bağlam gerektirir.
- Siber güvenlik ve güncelleme yönetimi üretim sonrasında da devam eder.

Bölüm sonu soruları

13.1 Gerçek zamanlı bir denetimde ortalama yürütme süresini bilmek neden yeterli değildir?

13.2 CAN hata denetimi ile mesaj kaynağının kimliğini doğrulama arasındaki farkı açıklayınız.

13.3 Bir DTC ve arıza anı kaydı birlikte nasıl yorumlanmalıdır?

13.4 250 000 bit/s hızındaki ağda toplam uzunluğu 100 bit olan tek bir mesaj 20 ms’de bir gönderiliyor. Ortalama yükü bulunuz.

13.5 100 MHz işlemcide bir görev 500 000 saat çevrimi kullanıyor. Diğer gecikmeler toplamı 1,5 ms, son teslim zamanı 10 ms ise süre payı kaçtır? Verilen süreleri en kötü değer kabul ediniz.

13.6 32 MB’lık paket, yararlı veri hızı 4 Mbit/s olan bağlantıdan kaç saniyede iner? MB = 10^6 bayt alınsın.

13.7 Ortalama ağ yükü %30 olan sistemde bazı kritik mesajlar geç geliyor. İlk hangi mühendislik bilgilerini incellersiniz?

13.8 Güncelleme dosyası başarıyla indirildiği hâlde kurulum neden ertelenebilir?

14. Tasarım benzetim deney ve bakım mühendisliği

Öğrenme hedefleri

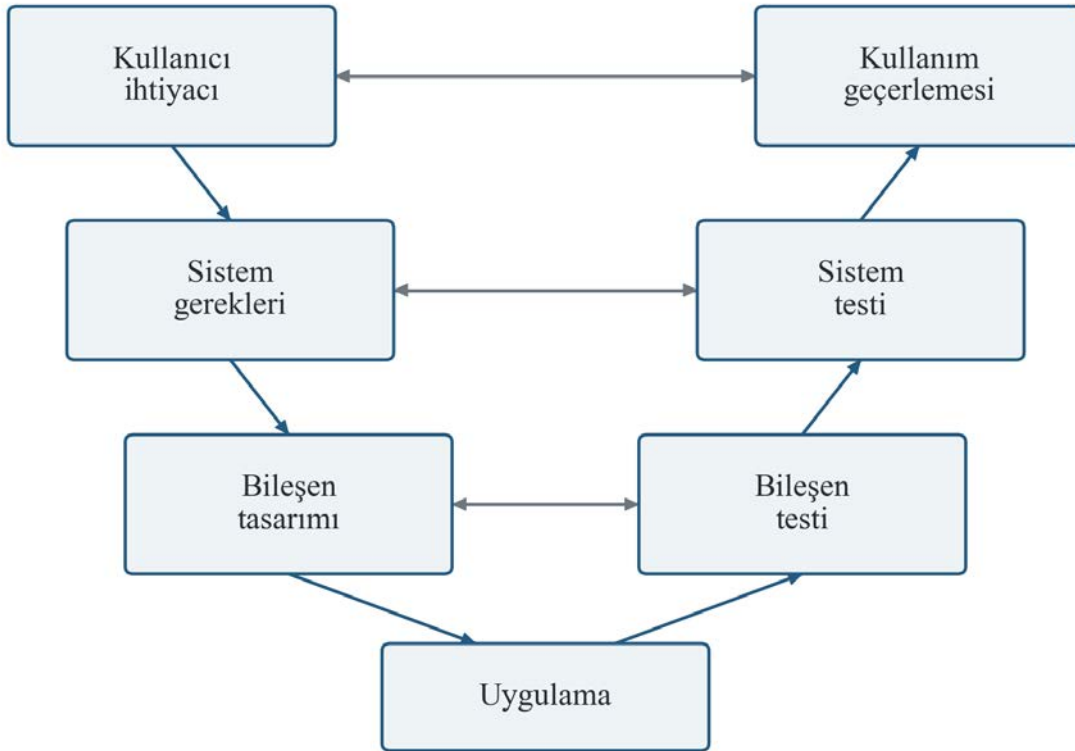
- İhtiyacı ölçülebilir gereksinime dönüştürmek ve doğrulama ile geçerlemeyi ayırt etmek.
- CAD ve CAE sonuçlarını sınır koşullarıyla birlikte değerlendirmek.
- Basit dayanım ve ölçüm belirsizliği hesapları yapmak.
- Güvenilirlik ve bakım kararlarını kullanım koşullarıyla ilişkilendirmek.

Bir taşıt tasarımı çizimle başlar gibi görünse de güvenilir sonuca ihtiyaç tanımı, fiziksel model, deney ve saha bilgisi birlikte götürür. Bu bölüm, öğrencinin bir hesap sonucunu eleştirel biçimde değerlendirmesini amaçlar. Benzetim ve deney birbirini tamamlar; her sonuç hangi koşullarda geçerli olduğu açıklanarak kullanılmalıdır.

14.1. İhtiyaçtan ölçülebilir gereksinime

Tasarımın başlangıç noktası bir parçanın biçimi değil, karşılanacak ihtiyaçtır. Bir şehir içi dağıtım taşıtı için yük hacmi, görev mesafesi, park alanı, sürücü görüşü ve günlük çalışma süresi birlikte tanımlanır. “Taşıt hafif olmalıdır” ifadesi yön gösterir, fakat kabul testi için yeterli değildir. Kütle sınırı, yükleme durumu ve ölçüm yöntemi belirtilmelidir. Benzer biçimde bir termal gereksinim, hangi ortam sıcaklığında, hangi güç talebi altında ve ne kadar süreyle sağlanacağını açıklamalıdır. Belirsiz gereksinimler, başarılı görünen testlerin yanlış ihtiyacı sinamasına yol açabilir.

Doğrulama, ürünün yazılmış gereksinimleri karşılayıp karşılamadığını; geçerleme ise amaçlanan kullanım ihtiyacını karşılayıp karşılamadığını inceler. Bu ayrım sistem mühendisliğinin temelidir (National Aeronautics and Space Administration, 2016). V modeli, ayrıntılandırılan tasarım düzeylerinin karşısına uygun test düzeylerini yerleştirir. Şekil 14.1’deki karşılıklar, test düşüncesinin tasarım tamamlandıktan sonra başlamaması gerektiğini gösterir. Gerçekte süreç tek yönde ilerlemez: bir deney sonucu gereksinimin, modelin veya tasarımın yeniden ele alınmasını gerektirebilir. Değişikliğin hangi diğer bileşenleri etkilediği kayıt altına alınır.



Şekil 14.1 Gereksinim ve test düzeylerinin V modeli üzerinde eşleştirilmesi

Sistem mühendisliği yaklaşımının öğretici ve sadeleştirilmiş gösterimidir.

14.2. CAD, parametrik tasarım ve mühendislik modeli

Bilgisayar destekli tasarım, CAD, parçanın geometrisini ve montaj ilişkilerini tanımlar. Parametrik modelde ölçüler ve ilişkiler değiştirilebilir; örneğin delik çapı değiştiğinde buna bağlı et kalınlığı yeniden değerlendirilebilir. Ancak ekranda düzgün görünen bir parça üretilebilir veya dayanıklı olmak zorunda değildir. Toleranslar, yüzey gereksinimleri, takım erişimi, montaj sırası ve bakım erişimi birlikte düşünülür. Aynı nominal boyuta sahip iki parça tolerans uçlarında birbirine geçmeyebilir. Bu nedenle geometrik model, teknik resim ve üretim bilgisi birbirini tamamlar.

Bilgisayar destekli mühendislik, CAE, tasarımın fiziksel davranışını hesaplamak için kurulan modelleri kapsar. Model gerçek parçanın amaçlı bir sadeleştirmesidir. Bir gövde panelinin küçük süs ayrıntıları genel rijitlik hesabında kaldırılabilir; fakat yük taşıyan köşe yarıçapını kaldırmak gerilme değerlendirmesini bozabilir. Sadeleştirme kararının doğruluğu, cevaplanacak soruya bağlıdır. Her model için girdi, çıktı, geçerli çalışma aralığı ve ihmal edilen etkiler yazılmalıdır. Böylece modelin hangi kararları desteklediği, hangi kararlar için yetersiz kaldığı anlaşılır.

14.3. Sonlu elemanlar ve çözümün denetlenmesi

Sonlu elemanlar yönteminde sürekli yapı daha küçük elemanlara bölünür; düğümlerdeki bilinmeyenler üzerinden denge denklemleri çözülür. Doğrusal elastik bir analizde malzemenin elastisite modülü, geometri, yükler ve mesnetler sonucu belirler. Mesnetin gereğinden fazla kısıtlanması yapıyı olduğundan rijit gösterebilir. Kuvvetin yanlış yüzeye uygulanması ise fiziksel olmayan yerel sonuçlar doğurabilir. Bu nedenle renkli gerilme haritasından önce toplam uygulanan kuvvet ile tepki kuvvetlerinin dengesi, deformasyon biçimi ve birimler denetlenir. Sonucun makul büyüklükte olup olmadığı basit bir el hesabıyla karşılaştırılır.

$$\sigma = \frac{F}{A}, \quad \delta = \frac{FL}{EA} \quad (14.1)$$

σ düzgün eksenel normal gerilme (Pa); F eksenel kuvvet (N); A kesit alanı (m^2); δ uzama (m); L ilk boy (m); E elastisite modülü (Pa) olarak tanımlanır. Sabit kesitli, küçük şekil değiştiren, doğrusal elastik çubuk ve merkezî eksenel yük varsayılır.

Örnek 14.1 Bir taşıyıcı çubuğun ön boyutlandırılması

Eğitim örneğinde uzunluk 0,40 m, kesit 120 mm², elastisite modülü 210 GPa ve çekme kuvveti 18 kN olsun. Gerilmeyi, uzamayı ve 240 MPa akma dayanımına göre basit dayanım oranını bulunuz.

Alan $120 \times 10^{-6} m^2$; kuvvet 18 000 N; elastisite modülü $210 \times 10^9 Pa$ 'dır.

Gerilme $18\,000 / (120 \times 10^{-6}) = 150 \times 10^6 Pa = 150 MPa$ olur.

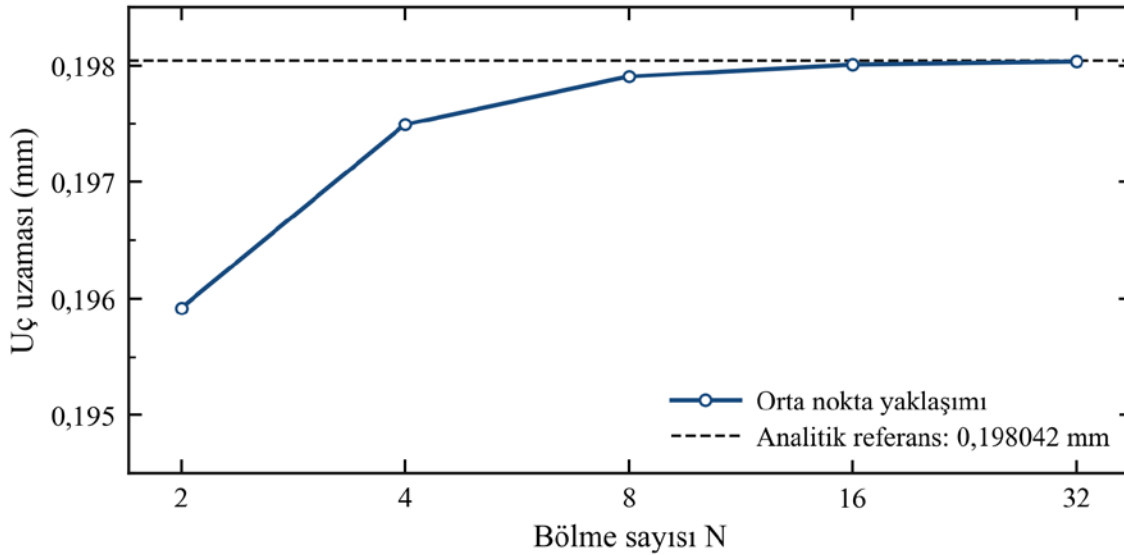
Uzama $(18\,000 \times 0,40) / (210 \times 10^9 \times 120 \times 10^{-6}) = 0,0002857 m = 0,2857 mm$ 'dir.

Akma dayanımının hesaplanan gerilmeye oranı $240 / 150 = 1,60$ bulunur.

Sonuç. Bu oran yalnız verilen statik çekme durumu içindir. Yorulma, bağlantı gerilmeleri, darbe ve üretim kusurları ayrıca değerlendirilmelidir.

Ağ yakınsaması, elemanlar küçültüldükçe ilgilenilen sonucun kararlı bir değere yaklaşıp yaklaşmadığını inceler. Eleman sayısını artırmak yanlış sınır koşulunu düzeltmez. Keskin bir köşe veya noktasal yük nedeniyle matematiksel tekillik varsa en büyük gerilme sürekli artabilir; böyle bir değer doğrudan tasarım kararı olarak kullanılmamalıdır.

Sayısal çözünürlüğün etkisi, bağımsız bir çubuk modeliyle görülebilir. $A(x) = A_0(1 + x/L)$ ile kesit alanı boy boyunca artsın; $F = 18\,000 N$, $L = 0,40 m$, $E = 210 GPa$ ve $A_0 = 120 mm^2$ alınsın. Küçük bir parçanın uzaması yaklaşık $F\Delta x/[EA(x)]$ olduğundan, N eşit bölmenin orta noktalarında hesaplanan katkılar toplanır. İntegral çözümü toplam uzamayı $[FL/(EA_0)] \ln 2 = 0,198042 mm$ verir. Şekil 14.2'de bölme sayısı arttıkça bu değere yaklaşıması gösterilir. Bu örnek genel bir sayısal yakınsama ilkesini açıklar; her sonlu eleman modelinin aynı hızla veya tek yönde yakınsayacağı anlamına gelmez.



Şekil 14.2 Değişken kesitli çubukta sayısal bölme sayısının uzama hesabına etkisi

Grafik, kesiti boy boyunca değişen bağımsız bir modelin orta nokta toplamıyla hesaplanmıştır. Örnek 14.1'deki sabit kesitli çubuğun sonlu elemanlar sonucu değildir.

14.4. Akış ve ısı benzetimleri

Hesaplama akışkanlar dinamiği, CFD, hız, basınç ve sıcaklık alanlarını incelemek için korunum denklemlerini sayısal olarak çözer. Otomotivde dış aerodinamik, soğutma kanalları ve kabin havalandırması tipik uygulamalardır. Hava alanının boyutları, giriş koşulları, duvar yaklaşımı ve türbülans modeli sonuçları

etkiler. Örneğin hareketli zemin ve dönen tekerlek varsayımları, dış akış problemünde çalışma koşulunun parçasıdır. Yalnız çözücünün yakınsama bildirilmesi fiziksel sonucun doğru olduğunu göstermez; kütle ve enerji dengeleri de incelenmelidir.

Benzetim karmaşıklığı soruya göre seçilir. Ön tasarımda bir boyutlu ısı direnç ağı, ayrıntılı üç boyutlu modelden daha hızlı yön gösterebilir. Akış ayrılması veya yerel sıcak nokta önemliyse ayrıntılı çözüm gerekebilir. Kalibrasyon için kullanılan deneyle geçerleme için kullanılan bağımsız deneyin ayrılması, modelin yalnız eldeki koşula uydurulmasını önler. Bir işletme noktasında sağlanan uyum, başka sıcaklıklarda veya yüklerde otomatik olarak geçerli değildir. Karşılaştırma hataları yalnız yüzdeyle değil, mühendislik kararını değiştirecek mutlak büyüklüklerle de sunulmalıdır.

Tablo 14.1 Model ve deneyde birbirini tamamlayan denetimler

Denetim	Cevaplanan soru	Örnek kanıt
Denklem ve birim denetimi	Kurulan hesap tutarlı mı?	Boyut analizi, el hesabı
Sayısal doğrulama	Denklemler yeterli doğrulukla çözülüyor mu?	Ağ ve zaman adımı incelemesi
Fiziksel geçerleme	Model gerçek davranışı temsil ediyor mu?	Bağımsız deneyle karşılaştırma
Kullanım uygunluğu	Sonuç karar için yeterli mi?	Belirsizlik ve kabul ölçütü

Sayısal doğruluk, fiziksel geçerleme ve ürün uygunluğu birbirinin yerine geçmez.

14.5. Deney planı, ölçüm ve belirsizlik

Bir deney düzeneğinde ölçülen büyüklükler, numunenin özellikleri ve çevre koşulları önceden tanımlanır. Motor dinamometresinde tork ve devir ölçümü kadar soğutma, hava koşulları, kararlı hâl ölçütü ve veri toplama zamanı da önemlidir. Tekrar sayısı deneyin amacıyla ilişkilendirilir; her veri noktası için rastgele farklı koşullar kullanmak karşılaştırmayı güçleştirir. Deney sırasının dengelenmesi veya rastgeleleştirilmesi, zamanla oluşan ısınma ve sürüklenme etkilerini ayırmaya yardımcı olabilir. Kalibrasyon kaydı, cihaz aralığı ve ölçüm zinciri deney raporunun parçalarıdır.

Ölçüm belirsizliği, sonuca makul biçimde atfedilebilecek değerlerin yayılımını ifade eder. Belirsizlik, bilinmeyen gerçek hatanın doğrudan ölçülmüş değeri değildir. Tekrarlı ölçümlerden yapılan istatistiksel değerlendirme ile kalibrasyon, çözünürlük ve önceki bilgidan yapılan değerlendirme birlikte kullanılabilir. Birleşik standart belirsizlik, girdi belirsizliklerinin modele etkisini dikkate alır (Joint Committee for Guides in Metrology, 2008). Girdiler ilişkiliyse kovaryans terimleri gerekir. Aşağıdaki basit çarpım bağıntısı yalnız bağımsız girdiler ve küçük bağıl belirsizlikler için kullanılır.

$$P = \frac{2\pi nT}{60}, \quad \frac{u_P}{P} \approx \sqrt{\left(\frac{u_T}{T}\right)^2 + \left(\frac{u_n}{n}\right)^2} \quad (14.2)$$

P mekanik güç (W), T tork (N·m), n devir (dev/dak); u_P , u_T ve u_n ilgili standart belirsizliklerdir. 60 çarpanı dakika-saniye dönüşümünden gelir. T ile n bağımsız kabul edilmiştir. SI açısıl hız $\omega = 2\pi n/60$ rad/s olduğunda $P = T\omega$ yazılır.

Örnek 14.2 Dinamometrede güç ve birleşik belirsizlik

Eğitim örneğinde $T = 120$ N·m, $n = 3\,000$ dev/dak, $u_T = 0,6$ N·m ve $u_n = 3$ dev/dak olsun. Gücü ve $k = 2$ kapsam çarpanıyla genişletilmiş belirsizliği hesaplayınız.

$$P = 2\pi \times 3\,000 \times 120 / 60 = 37\,699 \text{ W} = 37,699 \text{ kW}.$$

$$\text{Bağıl standart belirsizlik } \sqrt{[(0,6/120)^2 + (3/3\,000)^2]} = 0,005099 \text{ olur.}$$

$$u_P = 37,699 \times 0,005099 = 0,192 \text{ kW}; \text{ genişletilmiş belirsizlik } U_P = k u_P = 0,384 \text{ kW}.$$

Sonuç uygun yuvarlamayla $P = (37,70 \pm 0,38)$ kW, $k = 2$ biçiminde raporlanır. Yaklaşık %95 kapsama yorumu ayrıca uygun dağılım ve serbestlik derecesi koşullarına bağlıdır.

Resim 14 taşıtın tekerlekleri üzerinden değerlendirildiği bir deney ortamını gösterir. Şasi dinamometresi, motor miline doğrudan bağlanan motor dinamometresinden farklı bir sistem sınırına sahiptir.



Resim 14 Şasi dinamometresinde taşıt deneyi

Bir otomobilin fabrika içindeki şasi dinamometresi deneyi. Dönen makaralar, taşıtın sabit bir deney alanında tekerlek üzerinden değerlendirilmesini sağlar. Fotoğraf: Marek Ślusarczyk (2015).

14.6. Güvenilirlik, arıza türleri ve bakım

Güvenilirlik, tanımlanmış koşullarda belirli süre boyunca gerekli işlevin sürdürülmesi olasılığıdır. Bir parçanın statik yükü taşıması, uzun kullanımda yorulmayacağını veya çevresel koşullardan etkilenmeyeceğini kanıtlamaz. Arıza türü ve etkileri incelemesinde neyin bozulabileceği, bunun kullanıcıya veya diğer sistemlere etkisi ve hangi önlemin kanıt sağlayacağı değerlendirilir. Olasılık verisi sınırlıysa sayısal puanlar gereğinden kesin yorumlanmamalıdır. Önceliklendirme, ciddi etkilere yönelik mühendislik sorumluluğunu tek bir toplam puana indirgemez.

$$R(t) = e^{-\lambda t} \quad (14.3)$$

$R(t)$ boyutsuz güvenilirlik; λ sabit arıza hızı (s^{-1}); t çalışma süresi (s) olarak tanımlanır. Saat kullanılırsa λ da h^{-1} olmalıdır.

Üstel model, arıza hızının yaklaşık sabit olduğu kullanım dönemini açıklamak için basit bir başlangıçtır; tüm parça ömrünün evrensel modeli değildir (National Institute of Standards and Technology, t.y.). Bakım yaklaşımı arıza davranışına göre seçilir. Periyodik bakım süre veya kullanım miktarına, duruma dayalı bakım gözlenen bozulmaya dayanır. Kestirimci bakım ise gelecekteki durum hakkında model kullanır. Titreşim veya yağ analizi gibi bir gösterge, arızayla ilişkisi doğrulanmadan değişim kararı üretmemelidir. Bakım kolaylığı, tasarım sırasında erişim, modülerlik ve tanılama imkânıyla iyileştirilebilir.

14.7. Sonuçların karara dönüştürülmesi

Mühendislik raporunda yalnız başarılı sonuçlar değil, çalışma aralığı, sapmalar ve çözülmemiş belirsizlikler de görünür olmalıdır. Örneğin bir braketin gerilmenin düşmesi, kütle artışı veya montaj zorluğu pahasına gerçekleşebilir. Seçenekler ortak ölçütlerle karşılaştırılır; güvenlik koşulu sağlanmıyorsa düşük maliyet bu eksiği telafi etmez. Prototip numarası, yazılım sürümü ve ölçüm dosyası arasındaki bağlantı korunur. Böylece başka bir mühendis aynı girdilerle hesabı tekrarlayabilir, farkın kaynağını bulabilir ve tasarım kararının dayanağını değerlendirebilir.

Bölümün özeti

- Gereksinim açık değilse başarı ölçütü de açık değildir.
- Daha ayrıntılı model, doğru varsayım ve bağımsız geçerlemenin yerini tutmaz.

- Belirsizlik ölçüm sonucunun parçasıdır; güvenilirlik kullanım süresi ve koşullarıyla tanımlanır.

Bölüm sonu soruları

- 14.1** Doğrulama ile geçerleme arasındaki farkı bir soğutma sistemi örneğiyle açıklayınız.
- 14.2** Sonlu elemanlar modelinde eleman sayısını artırmak neden tek başına yeterli değildir?
- 14.3** Standart belirsizlik ile genişletilmiş belirsizliğin ilişkisi nedir?
- 14.4** 12 kN eksenel kuvvet taşıyan 80 mm² kesitli çubukta düzgün normal gerilmeyi bulunuz.
- 14.5** 50 kW güç için bağlı standart belirsizlik %1,2 ise $k = 2$ ile genişletilmiş belirsizliği bulunuz.
- 14.6** Sabit arıza hızı $2 \times 10^{-5} \text{ h}^{-1}$ olan bir bileşenin 1 000 saatlik güvenilirliğini üstel modelle bulunuz.
- 14.7** Bir model kalibrasyon deneyine çok iyi uyuyor fakat başka yüklerde sapıyor. Hangi sonuca varılmalıdır?
- 14.8** Daha hafif bir parça daha pahalı ve bakımda erişilmesi daha zor. Seçim için nasıl bir karşılaştırma gerekir?

15. Sürdürülebilirlik, ulaşım ve bütünleşik taşıt tasarımı

Öğrenme hedefleri

- Taşıt-kilometre ile yolcu-kilometre arasındaki farkı açıklamak.
- Yaşam döngüsü sınırlarını ve elektrik hesabının ölçüm noktasını tanımlamak.
- Basitleştirilmiş iklim etkisi ve kesişim mesafesi hesapları yapmak.
- Batarya, enerji tüketimi ve görev gereksinimini birlikte değerlendirmek.

Otomotiv mühendisliği, taşıtın üretilmesi ve çalıştırılmasının ötesinde, sağlanan ulaşım hizmetini de değerlendirmelidir. Bu son bölüm önceki bölümlerin kuvvet, enerji, tasarım ve güvenlik bilgilerini ortak bir karar çerçevesinde birleştirir. Karşılaştırmalar, ortak görev ve açık varsayımlar altında yapılır; örnek hesaplar herhangi bir ticari ürünün çevresel beyanı değildir.

15.1. Taşıtın görevi ve sürdürülebilirlik

Bir taşıtın amacı tekerlek döndürmek değil, insan veya yükün erişim ihtiyacını karşılamaktır. Bu bakış, performans ölçütünün seçimini değiştirir. Kilometre başına düşük tüketimli bir otomobil, tek kişiyle kullanıldığında kişi başına başka bir seçenekten daha fazla enerji gerektirebilir. Bir yük taşıtında boş dönüş, yararlı taşıma işini azaltır. Dolayısıyla taşıt teknolojisi, doluluk, güzergâh, kullanım ömrü ve hizmet kalitesi birlikte değerlendirilmelidir. Aynı zamanda erişilebilirlik, yol güvenliği, gürültü, yerel hava kalitesi ve ekonomik uygulanabilirlik de tasarım kararının parçalarıdır.

Sürdürülebilirlik tek bir sayıya indirgenemez. Karbon ayak izi iklim değişikliğiyle ilgilidir; fakat su kullanımı, mineral kaynak ihtiyacı veya yerel parçacık oluşumu hakkında tek başına yeterli bilgi vermez. Bir iyileştirme başka aşamada ek yük oluşturabilir. Örneğin kullanım enerjisini azaltan yeni bir malzemenin üretim enerjisi daha yüksek olabilir. Bu nedenle karşılaştırma, hangi çevresel etkinin hangi sınırlar içinde hesaplandığını açıkça belirtmelidir. Mühendislik açısından değerli sonuç, her seçeneğin her koşulda üstün olduğunu ileri sürmek yerine tercih sıralamasının değiştiği koşulları göstermektir.

15.2. Yaşam döngüsü ve işlevsel birim

Yaşam döngüsü değerlendirmesi, LCA, ürünün ham madde ediniminden üretim, kullanım ve ömür sonuna kadar çevresel etkilerini sistemli biçimde ele alır. ISO 14040 çerçeveyi; ISO 14044 ise gereklilikler ve uygulama ilkelerini tanımlar. Amaç ve kapsam, envanter, etki değerlendirmesi ve yorumlama birbiriyle ilişkilidir (International Organization for Standardization, 2006a, 2006b). Envanter, malzeme ve enerji girişleriyle emisyon çıkışlarının kayıdır. Etki değerlendirmesi bunları seçilen çevresel göstergelere dönüştürür. Göstergeler kullanılan yöntem ve zaman ufkuyla birlikte raporlanmalıdır.

İşlevsel birim, karşılaştırılan hizmetin nicel tanımıdır. “Bir araç” farklı boyut ve kullanım ömründeki seçenekleri adil karşılaştırmayabilir. Yolcu taşımada yolcu-kilometre, yük taşımada ton-kilometre yararlı başlangıçlardır; ancak hız, erişilebilirlik ve konfor gibi hizmet koşulları da belirtilmelidir. Bir ton yükün bir kilometre taşınması 1 ton-kilometre taşıma işidir. Yolcu-kilometre hesabında taşıtın toplam mesafesi ortalama yolcu sayısı ile çarpılır. Ortalama, mümkünse yolcu sayısının mesafeyle ağırlıklandırılmasıyla bulunur; kısa dolu seferle uzun boş sefer eşit ağırlıkta sayılmaz.

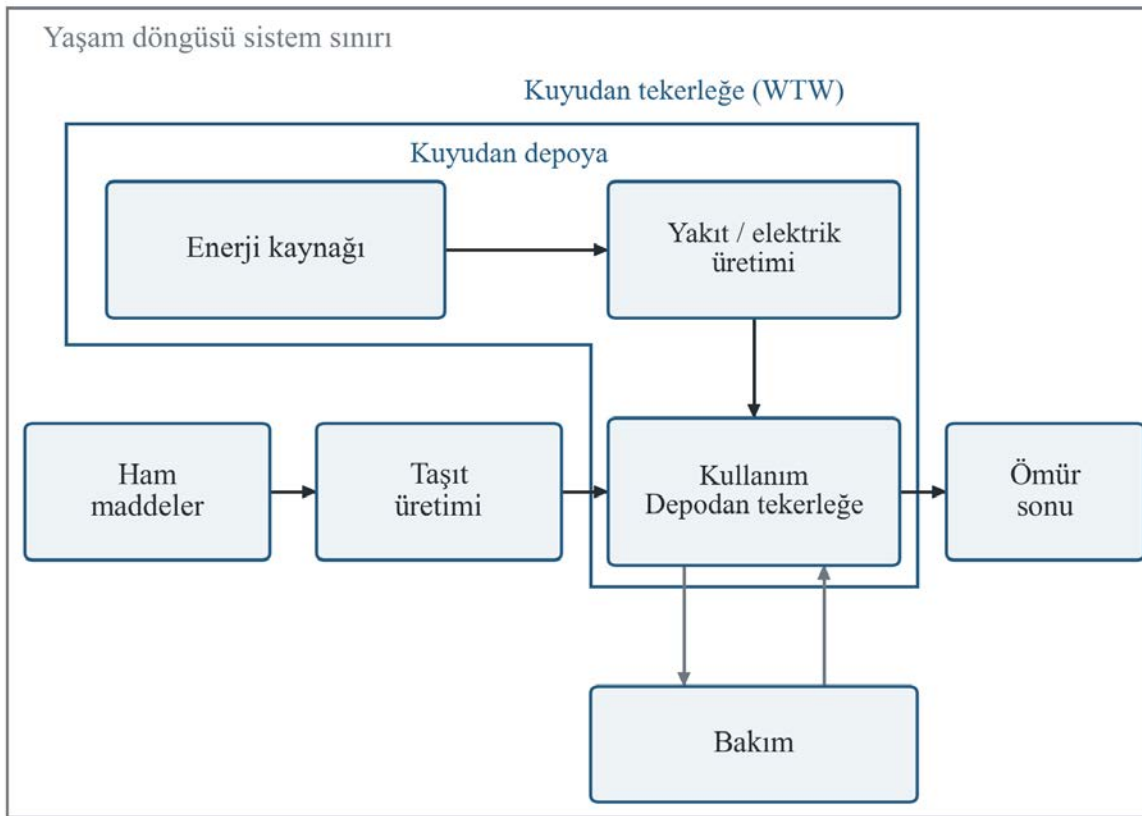
Tablo 15.1 Karşılaştırma sınırlarının içerdiği temel süreçler

Sınır	İçerik	Tek başına kapsamadığı unsur
Depodan tekerleğe	Taşıtın kullanım sırasındaki enerji dönüşümü	Yakıt/elektrik üretimi ve taşıt üretimi
Kuyudan depoya	Enerji kaynağının üretimi, işlenmesi ve sağlanması	Taşıt kullanımı ve taşıt üretimi
Kuyudan tekerleğe	Enerji tedariki ve taşıt kullanımı	Taşıtın malzeme/üretim döngüsü
Beşikten mezara	Tanımlanan üretim, kullanım ve ömür sonu süreçleri	Sınır dışında bırakılan süreçler açıkça yazılır

15.3. Enerji zinciri ve elektrik senaryoları

Kuyudan tekerleğe yaklaşımı, yakıtın veya elektriğin sağlanmasıyla taşıtın işletilmesini birleştirir. Taşıt üretimi kendiliğinden bu sınırın içinde değildir; üretim döngüsünün ayrıca eklenmesi gerekir (Argonne National Laboratory, t.y.). Elektrikli taşıtta egzoz çıkışı bulunmaması, tüm yaşam döngüsü etkilerinin sıfır olduğu anlamına gelmez. İçten yanmalı taşıtta da yalnız egzoz karbonunu hesaplamak yakıt üretimini dışarıda bırakır. Şekil 15.1’de enerji tedarik zinciri ile taşıtın malzeme döngüsü ayrı akışlar olarak gösterilmiştir; bunlar kullanım aşamasında buluşur.

Elektrik hesabında tüketimin batarya çıkışında mı, şarj cihazı girişinde mi ölçüldüğü kritik önemdedir. Şebekeden çekilen enerji kullanılıyorsa şarj kaybını yeniden eklemek çift sayım yaratabilir. Emisyon faktörünün de aynı teslim noktasına karşılık gelmesi gerekir. Yıllık ortalama şebeke faktörü mevcut tüketimin muhasebesine, marjinal faktör ise ek talebin etkisine yönelik başka bir soruya cevap verir. Bu iki değer aynı amaçla kullanılmamalıdır. Bölgesel karışım, saat, tedarik zinciri ve gelecekteki değişim ayrı senaryolarla incelenebilir; varsayılan gelecek gerçekleşmiş veri gibi sunulmaz.



Şekil 15.1 Taşıt yaşam döngüsünde enerji ve malzeme akışlarının buluşması

Şematik sınır gösterimidir; bir yaşam döngüsü envanterinin tüm alt süreçlerini içermez. Elektrikli taşıtta “depo” benzetmesi enerji depolama sistemini ifade eder; elektrik ölçüm noktası ayrıca belirtilmelidir.

15.4. Basitleştirilmiş iklim etkisi hesabı

İlk tasarım aşamasında ayrıntılı envanter yerine açık varsayımlı bir tarama modeli kullanılabilir. Aşağıdaki bağıntıda mesafeden bağımsız katkılar ile kilometre başına işletme katkısı ayrılmıştır. Üretim, planlanan bakım ve ömür sonu katkıları sabit toplamda toplanabilir; ancak gerçek bakımın kullanıma bağlı değişebileceği unutulmamalıdır. Batarya değişimi varsayılıyorsa üretim katkısı ayrıca eklenir. Sonuç kg CO₂-eşdeğeriyle ifade edilir. CO₂-eşdeğeri, farklı sera gazlarının seçilmiş etki yöntemine göre ortak iklim göstergesine dönüştürülmesidir; bütün çevresel etkilerin toplamı değildir.

$$G = G_0 + gL, \quad g_{pkm} = \frac{G}{nL} \quad (15.1)$$

G toplam iklim etkisi (kg CO₂-eşd.); G_0 mesafeden bağımsız kabul edilen toplam katkı (kg CO₂-eşd.); g işletme katkısı (kg CO₂-eşd./km); L ömür boyu mesafe (km); n mesafeyle ağırlıklandırılmış ortalama yolcu sayısı; g_{pkm} yolcu-kilometre başına etkidir (kg CO₂-eşd./yolcu-km). Sabit tüketim ve emisyon faktörü varsayılmıştır.

Örnek 15.1. İki güç sistemi için ortak görev karşılaştırması

Tamamı eğitim varsayımı olmak üzere, 200 000 km ömür için içten yanmalı taşıtın G_0 değeri 7 000 kg CO₂-eşd., işletme katkısı 0,180 kg CO₂-eşd./km olsun. Elektrikli taşıtta $G_0 = 11 000$ kg, şebekeden çekilen enerji 0,200 kWh/km ve aynı teslim noktasındaki faktör 0,500 kg CO₂-eşd./kWh alınsın. Her ikisinde ortalama 1,5 yolcu bulunsun. Her iki seçenekte işletme katkısı enerji tedarikini ve taşıttaki kullanımı kapsar; G_0 ise bu sınırın dışında kalan mesafeden bağımsız yaşam döngüsü katkılarını toplar.

Elektrikli taşıtın işletme katkısı $0,200 \times 0,500 = 0,100$ kg CO₂-eşd./km'dir.

İçten yanmalı toplam $7 000 + 0,180 \times 200 000 = 43 000$ kg; elektrikli toplam $11 000 + 0,100 \times 200 000 = 31 000$ kg olur.

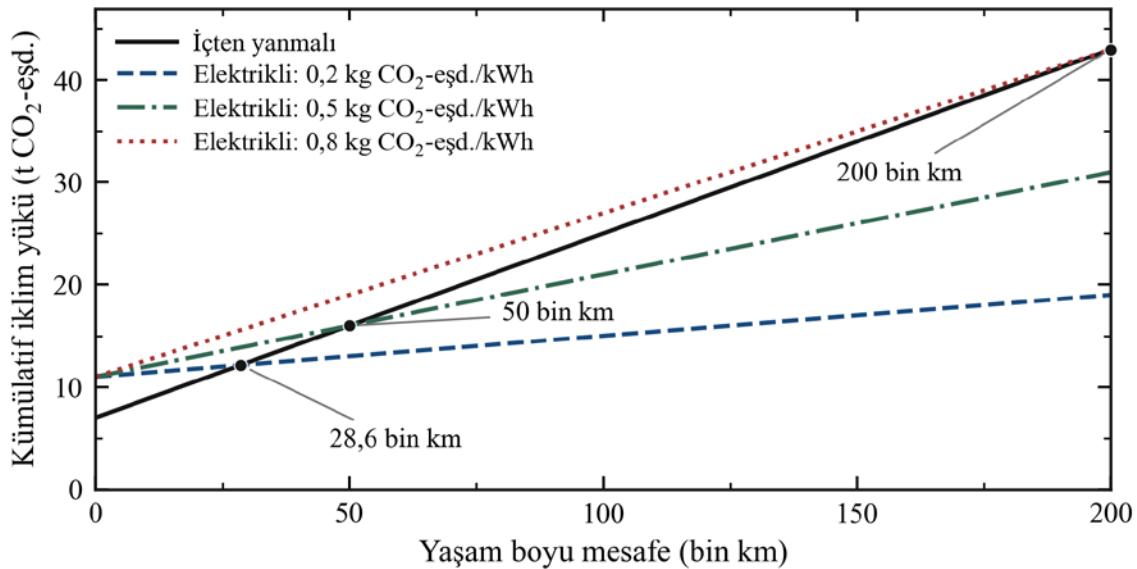
Hizmet miktarı $1,5 \times 200 000 = 300 000$ yolcu-km'dir. Sonuçlar sırasıyla 143,3 ve 103,3 g CO₂-eşd./yolcu-km'dir.

Sonuç. Bu senaryoda elektrikli seçeneğin toplamı 12 000 kg daha düşüktür. Sonuç belirli bir ülkeyi veya ticari taşıtı temsil etmez; tüketim, şebeke ve kullanım ömrüne bağlıdır.

$$L_* = \frac{G_{0,2} - G_{0,1}}{g_1 - g_2} \quad (15.2)$$

L_* iki seçeneğin eşit toplam etkiye ulaştığı mesafe (km); $G_{0,1}$ ve $G_{0,2}$ sabit katkılar; g_1 ve g_2 kilometre başına işletme katkılarıdır. Burada $G_{0,2} > G_{0,1}$ ve $g_1 > g_2$ kabul edilir. Payda sıfırda sonlu bir kesişim yoktur; negatif mesafe fiziksel kullanım aralığında kesişim olmadığını gösterir.

Örnek 15.1 için kesişim $4 000 / 0,080 = 50 000$ km'dir. Şebeke faktörü 0,200 kg CO₂-eşd./kWh olduğunda elektrikli işletme katkısı 0,040'a, kesişim yaklaşık 28 571 km'ye iner. Faktör 0,800 olduğunda katkı 0,160'a yükselir ve kesişim 200 000 km olur. Şekil 15.2 bu üç varsayımı karşılaştırır. Bunlar tahmin bandı veya istatistiksel güven aralığı değildir; farklı girdilerle kurulan ayrı senaryolardır. Bir senaryo sonucu, diğer girdiler değiştiğinde yeniden hesaplanmalıdır.



Şekil 15.2 Eğitim senaryolarında kümülatif iklim etkisinin mesafeyle değişimi
Tamamı öğretici varsayımlara dayanır; ülke veya ticari taşıt sonuçları değildir.

15.5. Hafifletme, onarılabilirlik ve döngüsellik

Kütle azaltımı, hızlanma ve yuvarlanma için gereken enerjiyi azaltmaya yardımcı olabilir; malzeme seçimi enerji verimliliği tasarımının bir parçasıdır (U.S. Department of Energy, t.y.-h). Bununla birlikte aynı yüzde kütle azalması her taşıtta aynı yüzde tüketim azalması doğurmaz. Sürüş çevrimi, enerji geri kazanımı, hız ve yardımcı yükler etkiyi değiştirir. Daha küçük batarya kütleyle azaltabilir, fakat menzil gereksinimi korunmalıdır. Gövde hafifletilirken çarpışma davranışı, yorulma, korozyon, bağlantılar ve onarım yöntemi birlikte değerlendirilir.

Döngüsellik, parçanın uzun kullanılması, onarılması, yeniden kullanılması ve uygun olduğunda malzemesinin geri kazanılmasıyla ilişkilidir. Sökülebilir bağlantı bakım kolaylığı sağlayabilir; farklı malzemelerin ayrılması geri kazanımı etkiler. Geri dönüşüm oranı tek başına kapalı malzeme döngüsü oluştuğunu kanıtlamaz: geri kazanılan malzemenin kalitesi, hangi yeni malzemeyi ikame ettiği ve süreç enerjisi önemlidir. Aynı çevresel kazancın hem eski hem yeni ürüne tamamen yazılması çift sayım yaratır. Kullanılan tahsis yaklaşımı açıkça belirtilir; ikinci kullanım için güvenlik ve kalan ömür ayrıca değerlendirilir.

15.6 Bütünleşik tasarımda menzil ve batarya seçimi

Bir alt sistemin en iyi değeri, taşıtın tamamı için en iyi çözüm olmayabilir. Büyük batarya menzili artırırken kütle, maliyet ve üretim katkısını büyütür. Daha iyi aerodinamik aynı görevi daha küçük bataryayla karşılamayı mümkün kılabilir. Ancak hızlanma, yük kapasitesi, kabin hacmi, termal yönetim ve şarj koşulları birlikte korunmalıdır. Tasarım seçeneklerinin önce zorunlu gereksinimleri sağlaması, sonra tüketim ve maliyet gibi ölçütlerde karşılaştırılması gerekir. Bir seçeneğin bir ölçütte iyi, başka ölçütte kötü olması çok amaçlı tasarımın olağan sonucudur.

Örnek 15.2 Ortak görev için iki elektrikli taşıt tasarımı

Eğitim senaryosunda günlük görev 220 km'dir. Tasarım A'nın nominal bataryası 55 kWh, tüketimi 0,180 kWh/km; tasarım B'nin nominal bataryası 50 kWh, tüketimi 0,160 kWh/km olsun. Her ikisinde nominal enerjinin %80'i görev için kullanılabilir. Tüketimler batarya çıkışındadır ve bu tasarımlar için varsayılmıştır.

Kullanılabilir enerjiler A için 44, B için 40 kWh'dir. Teorik görev menzilleri $44/0,180 = 244,4$ km ve $40/0,160 = 250,0$ km olur.

220 km görev enerjileri sırasıyla 39,6 ve 35,2 kWh; görev sonunda kullanılabilir pencere içinde kalan enerjiler 4,4 ve 4,8 kWh'dir.

Yılda 300 eşdeğer görev gününde fark $(39,6 - 35,2) \times 300 = 1\,320$ kWh batarya çıkış enerjisidir.

Sonuç. B, verilen koşullarda daha küçük bataryayla görevi karşılar. Soğuk, yaşlanma ve yük değişimi hesaba katılmadan bu değerler gerçek menzil garantisi olarak kullanılamaz.

15.7. Ulaşım sistemi içinde mühendislik kararı

Taşıt düzeyindeki iyileştirme, ulaşım hizmetinin bütünüyle sınanmalıdır. Yüksek doluluk, uygun kapasite ve gereksiz mesafenin azaltılması kişi veya yük başına etkiyi değiştirebilir. Buna karşılık ortalama doluluğu gerçek veriden bağımsız yüksek seçmek sonuçları yanıltır. Tasarım raporu görev tanımını, karşılaştırma sınırını, kaynakları ve duyarlılık sonuçlarını birlikte sunmalıdır. Öğrencinin bu kitaptan taşıması gereken alışkanlık, bir sayıyı tek başına başarı göstergesi saymamaktır: kuvvet, enerji, güvenlik, maliyet ve çevresel etki aynı hizmet bağlamında değerlendirildiğinde mühendislik kararı anlam kazanır.

Bölümün özeti

- İşlevsel birim ve sistem sınırı seçilmeden çevresel karşılaştırma anlamlı değildir.
- Şebeke faktörü, doluluk ve kullanım ömrü sonuçları değiştirebilir.
- Bütünleşik tasarım, zorunlu gereksinimleri koruyarak alt sistemler arasındaki etkileşimleri değerlendirir.

Bölüm sonu soruları

- 15.1** İşlevsel birim neden gereklidir? Yolcu taşımadan örnek veriniz.
- 15.2** Kuyudan tekerleğe hesabı neden tek başına tam taşıt yaşam döngüsü değildir?
- 15.3** Şebekeden ölçülmüş tüketim kullanılırken şarj kaybını yeniden eklemek neden yanlış olabilir?
- 15.4** İşletme etkisi 160 g CO₂-eşd./taşıt-km olan bir araçta ortalama 2,5 yolcu varsa işletme etkisini yolcu-kilometre başına bulunuz.
- 15.5** Şebekeden çekilen enerji 18 kWh/100 km ve aynı teslim noktasındaki faktör 0,350 kg CO₂-eşd./kWh ise 100 km'nin elektrik kaynaklı etkisi nedir?
- 15.6** İkinci tasarımın sabit katkısı 3 000 kg CO₂-eşd. daha yüksek, işletme katkısı 0,060 kg CO₂-eşd./km daha düşükse kesişim mesafesi nedir?
- 15.7** Bir taşıt için yalnız en temiz elektrik senaryosunu sunmak hangi bilgiyi eksik bırakır?
- 15.8** Daha küçük batarya seçiminin uygunluğunu yalnız menzil hesabıyla değerlendirmek neden yeterli değildir?

Soruların cevapları

Sayısal sonuçlar verilen varsayımlara göre yuvarlanmıştır. Açık uçlu sorular için sunulan yanıtlar, beklenen gerekçenin kapsamını gösterir. İşlem basamakları, birimler ve kullanılan sistem sınırı sonuçla birlikte değerlendirilmelidir.

1. Otomotiv mühendisliği ve taşıt sistemleri

1.1 Sistem incelemesi parça özelliklerine ek olarak arayüzleri ve etkileşimleri kapsar. Örneğin motor torku tek başına ivmelenmeyi belirlemez; aktarma oranı, kütle ve lastik tutunması da gerekir.

1.2 Bu ölçütler farklı özellikleri tanımlar. Sedan bir taşıt hem içten yanmalı hem elektrikli olabilir; aynı enerji mimarisi yolcu veya yük taşımak için kullanılabilir.

1.3 Doğrulama tanımlanan gereksinimin karşılandığını gösterir; geçerleme ürünün amaçlanan kullanımı karşılayıp karşılamadığını değerlendirir. Kapı açıklığının ölçülmesi doğrulama, hedef kullanıcıların araca rahat binebilmesinin denenmesi geçerleme örneğidir.

1.4 Göreve ayrılabilen enerji $60 \times (1 - 0,20) = 48$ kWh olur. Mesafe $s = 48/0,16 = 300$ km bulunur. Sonuç verilen sabit tüketim modeli içindir.

1.5 Azalma $120 \times 0,15 = 18$ kg; yeni kütle $1800 - 18 = 1782$ kg; toplam azalma $100 \times 18/1800 = \%1$ 'dir.

1.6 Ortalama tüketim $e_s = 43,2/240 = 0,18$ kWh/km. Yeni görev enerjisi $0,18 \times 150 = 27$ kWh olur.

1.7 Görev süreleri, duruş sıklığı, taşıma yükü ve sürekli hız farklıdır. Boyutlandırma görev çevrimine göre yapılmalıdır; aynı hedef bir taşıtta gereksiz kütle, diğerinde yetersiz hizmet doğurabilir.

1.8 Büyük batarya kullanılabilir enerjiyi artırabilir; fakat kütle ve maliyeti büyütür, hacim ve taşıma kapasitesini etkiler, ısıl yönetim gerektirir. Karar gerçek görev, şarj olanakları ve rezerv hedefiyle birlikte verilmelidir.

2. Temel mekanik, termodinamik ve mühendislik hesapları

2.1 kWh enerji miktarını, kW enerji dönüşüm hızını gösterir. Batarya enerji kapasitesine; motor ise belirli koşullarda güç üretme yeteneğine göre tanımlanmıştır.

2.2 Genellikle sıfır değildir. Sabit hızda ivme sıfırdır ve boyuna kuvvetlerin toplamı sıfır olur; tahrik kuvveti yol dirençlerini dengeler.

2.3 Kontrol hacminin toplam enerjisi zamanla değişmez. Buna rağmen yakıt, hava, egzoz, iş ve ısı akışları sürebilir; toplam giriş toplam çıkışı dengeler.

2.4 $\omega = 2\pi \times 3000/60 \approx 314,159$ rad/s. $P = 200 \times (2\pi \times 3000/60) \approx 62831,9$ W $\approx 62,83$ kW.

2.5 Sıcaklık artışı $80 - 70 = 10$ K. $\dot{Q} = 0,20 \times 3800 \times 10 = 7600$ W = 7,60 kW. Faz değişimi ve diğer enerji değişimleri ihmal edilmiştir.

2.6 Süre 25/60 h. $E = 18 \times 25/60 = 7,50$ kWh. 1 kWh = 3,6 MJ olduğundan $E = 27,0$ MJ.

2.7 Verim bağıntısı mutlak sıcaklık oranına dayanır. Celsius ölçeğinin sıfırı termodinamik sıfır değildir; oranı değiştirir. Her iki sıcaklık önce kelvine çevrilmelidir.

2.8 Bağımsızlık varsayımıyla güç belirsizliği yaklaşık $\sqrt{(2^2 + 0,2^2)} = \%2,01$ 'dir. Baskın katkı torktan geldiği için önce tork ölçümünün kalibrasyonu, aralığı ve tekrar edilebilirliği iyileştirilmelidir.

3. İçten yanmalı motorların çalışma esasları

3.1 Bir çevrim iki krank devri, yani 720° sürer. Zamanlar emme, sıkıştırma, genleşme/iş ve egzozdur. Yanma sıkıştırma sonu ve genleşme başlangıcı çevresinde sonlu sürede gelişir.

3.2 Geometrik oran en büyük ve en küçük silindir hacimlerinin oranıdır. Basınç oranı giriş koşullarına, ısı geçişine, gaz özelliklerine ve supap zamanlamasına bağlıdır; aynı sayıya eşit olmak zorunda değildir.

3.3 Net indike güçten mil çıkışına kadar mekanik sürtünme ve tanımlanan sınıra dahil yardımcı mekanizmaların işi nedeniyle azalma olur. Gaz değişimi net indike hesaba zaten dahil edilmişse ayrıca ikinci kez düşülmemelidir.

3.4 $r = (400 + 40)/40 = 11$. Sıkıştırma oranı boyutsuzdur ve 11:1 olarak da yazılabilir.

3.5 $P_b = 2\pi \times 2500 \times 150/60 = 39269,9 \text{ W} = 39,27 \text{ kW}$.

3.6 $b_e = 12/40 = 0,300 \text{ kg/kWh} = 300 \text{ g/kWh}$. $H_u = 42500 \text{ kJ/kg}$. $\eta_b = 3600/(0,300 \times 42500) = 0,28235 \approx \%28,2$.

3.7 Hayır. Referans yoğunluk çevre havasına aitse silindire basınçlandırılmış daha fazla hava kütlesi alınması oranı birin üstüne çıkarabilir. Önce referans basıncı, sıcaklığı ve hava debisi tanımlanmalı kontrol edilmelidir.

3.8 İki sonuç farklı modellere ve sınırlara aittir. İdeal çevrim sabit özgül ısılar, ideal süreçler ve basitleştirilmiş ısı alışverişi varsayar. Gerçek motorda sonlu yanma, ısı geçişi, gaz değişimi ve mekanik kayıplar bulunur. Aradaki fark tek bir kayıp mekanizmasına atanamaz.

4. Yakıtlar, yanma ve egzoz emisyonları

4.1 Üst ısı değer, ürün suyunun yoğunlaşma ısısını da içerir; alt ısı değer içermez. Aynı faydalı işte üst ısı değerinin oluşturduğu enerji paydası daha büyük olduğundan hesaplanan verim daha küçüktür.

4.2 Hayır. Oktan sayısı vuruntuya dayanımı belirtir; MJ/kg veya MJ/L cinsinden enerji içeriğini doğrudan vermez. Motorun denetimi yüksek oktandan yararlanabiliyorsa çalışma noktası değişebilir, ancak koşulsuz tüketim azalması söylenemez.

4.3 Parçacık filtresi egzozdaki parçacıkları tutar; SCR uygun indirgen ve sıcaklık koşullarında NO_x dönüşümünü sağlar. Birinin görevini diğlerinin varlığı tek başına karşılamaz.

4.4 $A/F = 52,92/3 = 17,64 \text{ kg/kg}$. $\lambda = 17,64/14,7 = 1,20$. Toplam karışım fakirdir.

4.5 $m = 8 \times 0,80 = 6,4 \text{ kg}$. $E = 6,4 \times 40 = 256 \text{ MJ}$. $E = 256/3,6 = 71,11 \text{ kWh}$. Sonuç güç değil enerjidir.

4.6 Giderilen debi $0,80 - 0,12 = 0,68 \text{ g/s}$. Dönüşüm oranı $0,68/0,80 = 0,85$, yani %85'tir. Debiler aynı kirlenici ve aynı zaman aralığı için tanımlanmalıdır.

4.7 Egzozun kütle veya uygun koşullara düzeltilmiş hacim debisi, CO_2 derişiminin ölçüm temeli, test süresi ve alınan yol gereklidir. Alternatif olarak yakıt tüketimi ve yakıtın karbon içeriğiyle karbon dengesi kurulabilir. Derişim tek başına g/km vermez.

4.8 Soğuk motorda yanma, zenginleştirme gereksinimi ve sürtünme; arıtma sisteminde ise sıcaklığa bağlı dönüşüm farklıdır. Bu yüzden tüketilen litre eşit olsa bile egzoz ucundaki kirlenici kütlesi eşit olmak zorunda değildir.

5. Kavrama, vites kutuları ve güç aktarma

5.1 $i = n_{\text{giriş}}/n_{\text{çıkış}}$ olduğundan çıkış daha yavaş döner; ideal tork i katına çıkar. İdeal güç değişmez, gerçek güç kayıplar nedeniyle azalır.

5.2 Kalkış sırasında giriş ve çıkış arasında açısal hız farkı varken tork aktarılır; kayma gücü yaklaşık $T \times \Delta\omega$ kadardır ve ısıya dönüşür. Tam bağlı, kaymayan kavramada bu görelî hareketten kaynaklı ısı üretimi yoktur.

5.3 Dış ve iç tekerleğin farklı dönme hızlarına izin verir. İdeal simetrik açık diferansiyelde çıkış torkları yaklaşık eşittir. Güç $T\omega$ olduğundan hızları farklı tekerleklerle iletilen güçler farklı olabilir.

5.4 $i = 60/20 = 3$. $n_{\text{çıkış}} = 2400/3 = 800$ d/dak. $T_{\text{çıkış}} = 80 \times 3 \times 0,95 = 228$ N·m. Dıştan kavraşan iki çark ters yönde döner.

5.5 Toplam tork = $150 \times 2 \times 4 \times 0,90 = 1080$ N·m. $F_t = 1080/0,30 = 3600$ N. Bu, tutunma sınırı uygulanmadan bulunan aktarım kuvvetidir.

5.6 $\eta_{\text{toplam}} = 0,96 \times 0,95 = 0,912$. $P_{\text{giriş}} = 24/0,912 = 26,32$ kW. Kayıp yaklaşık 2,32 kW'tır.

5.7 Aynı motor torkunda tekerlek torkunu artırır; tutunma izin verirse kalkış kuvveti artar. Aynı motor devir sınırında tekerlek devrini ve kinematik azami hızı düşürür. Gerçek azami hız ayrıca güç ve yol yükleriyle sınırlanır.

5.8 Motorun verim haritası, oranlar, aktarım kayıp haritası, kütle, vites denetimi ve aynı görev çevrimindeki tüketim gerekir. Daha uygun motor çalışma noktası sağlayan oranlar yararlı olabilir; ek sürtünme, pompalama veya kütle bu kazancı azaltabilir.

6. Taşıt dinamiği, lastikler ve yol yükleri

6.1 F_a hızın karesiyle değiştiğinden dört katına, $P_a = F_a v$ hızın küpüyle değiştiğinden sekiz katına çıkar. Bunlar yalnız aerodinamik bileşen için geçerlidir.

6.2 Elastik temas bölgesinde tahrik ve fren kuvveti oluşması çevresel hız ile yer hızı arasında fark yaratabilir. Küçük kayma olağandır; büyük kaymanın etkisi ise kuvvet-kayma eğrisi ve zemin koşullarıyla değerlendirilir.

6.3 Hayır. f_r dönerek ilerlemedeki direnç kaybını, μ ise yaklaşık aktarılabilir kuvvet sınırını ifade eder. $F_r = f_r F_z$ ile $F_{\text{max}} \approx \mu F_z$ farklı fiziksel sorulara karşılık gelir.

6.4 $\theta = \arctan(0,03)$. $\sin\theta = 0,03/\sqrt{(1 + 0,03^2)} \approx 0,0299865$. $F_g = 1200 \times 9,81 \times 0,0299865 \approx 353,00$ N. Küçük açı yaklaşımı 353,16 N verir.

6.5 $F_a = 0,5 \times 1,20 \times 0,65 \times 30^2 = 351$ N. $P_a = 351 \times 30 = 10\,530$ W = 10,53 kW.

6.6 $a_y = 20^2/100 = 4$ m/s². $F_y = 1200 \times 4 = 4800$ N. Düşey yük $mg = 11\,772$ N olduğundan $\mu_{\text{min}} = 4800/11\,772 \approx 0,408$. Boyuna kuvvet, aerodinamik düşey kuvvet ve yük duyarlılığı ihmal edilmiştir.

6.7 Boyuna ve yanal talepler birleşik tutunma sınırını aşabilir. Mevcut yanal kuvvet korunamayabilir ve taşıt beklenen izi izlemekte zorlanabilir. Sürtünme çemberi, iki talebin aynı kapasiteyi paylaştığını gösterir.

6.8 Boyuna yük aktarımı ön aks normal yükünü azaltır. Diğer koşullar aynıysa μF_z ile sınırlanan ön aks tahrik kapasitesi küçülür. Toplam ağırlık değişmez; ön akstan eksilen yük arka aksa eklenir.

7. Fren, direksiyon ve süspansiyon sistemleri

7.1 Yay elastik enerji depolar ve geri verir; doğrusal modelde kuvveti deformasyonla orantılıdır. Sönümleyici hareket enerjisini ısıya dönüştürür; ideal viskoz modelde kuvveti görelî hızla orantılıdır. Her ikisi birlikte salınımı ve kuvvet aktarımını belirler.

7.2 ABS fren basıncını değiştirerek kilitlenme eğilimini sınırlar. Yol ile lastiğin fiziksel sürtünme kapasitesini artırmaz. Düşük tutunmada üretilebilen kuvvet yine sınırlıdır; yönlendirilebilirliğin korunması sınırsız frenleme veya her yüzeyde aynı durma mesafesi anlamına gelmez.

7.3 Düşük hızlı ideal dönüşte iç tekerlek daha küçük yarıçaplı yol izler. Tekerlek eksenlerinin ortak dönüş merkezinde kesişebilmesi için iç tekerlek açısı daha büyük olmalıdır. Eşit açı verilirse ideal yuvarlanma koşulu bozulur ve lastikte yanal sürüklenme oluşur.

7.4 Alanlar $3,0 \times 10^{-4}$ ve $1,2 \times 10^{-3}$ m² olur. $p = 1500/(3,0 \times 10^{-4}) = 5,0 \times 10^6$ Pa = 5,0 MPa. $F_p = pA_p = 6000$ N. Sonuç piston kuvvetidir; kaliper düzeni belirtilmeden toplam sıkma kuvveti olduğu söylenemez.

7.5 $f_n = \sqrt{(30\,000/300)/(2\pi)} = 1,59$ Hz. Kritik sönüm katsayısı $2\sqrt{(30\,000 \times 300)} = 6000$ N·s/m olur. $\zeta = 1800/6000 = 0,30$ bulunur. Bu, tekerlek ve lastik dinamiği içermeyen tek kütleli modelin sonucudur.

7.6 $t = v_0/a = 20/5 = 4,0$ s. $s = v_0^2/(2a) = 400/10 = 40$ m. Burada a yavaşlamanın pozitif büyüklüğüdür. Gerçek toplam durma mesafesine sürücünün tepki süresinde alınan yol da eklenir.

7.7 İzin verilen şarj gücü azaldığında geri kazanımlı fren momenti sınırlanır. İstenen toplam yavaşlamayı karşılamak için sürtünmeli fren momenti uygun biçimde artırılır. Geçişte pedal hissi, tekerlek tutunması ve sıcaklık sınırları korunmalıdır; geri kazanımın her koşulda aynı olduğu varsayılmamalıdır.

7.8 Daha büyük süspansiyon hareketi nedeniyle mekanik hareket sınırına ulaşma olasılığı ve gövdenin yalpa/başvurma hareketleri incelenmelidir. Ayrıca uygun sönüm, yük altında sürüş yüksekliği ve tekerlek temas kuvveti değerlendirilir. Yumuşak yay tek başına bütün frekanslarda daha iyi konfor sağlamaz.

8. Gövde, şasi, malzemeler ve üretim

8.1 Rijitlik yük altında oluşan elastik yer değiştirmenin büyüklüğüyle, dayanım ise seçilen hasar sınırına ulaşmadan taşınabilen yük ile ilgilidir. Örneğin kapı açıklığı yük altında fazla esniyorsa rijitlik sorunu olabilir; gerilme henüz akma dayanımına ulaşmamış olabilir.

8.2 Yükün uygulama noktasından tepkisinin olduğu bölgelere hangi bağlantılarla aktarıldığını gösterir. Süreksiz veya zayıf bağlantılar yerel kuvvet yığılması yaratabilir. Komşu parçaların ve bağlantıların birlikte çalışması, tek parçanın yüksek dayanımlı olmasından ayrı bir gereksinimdir.

8.3 Tekrarlı gerilme çevrimleri yerel çatlak başlatabilir ve çatlakları ilerletebilir. Çentikler, kaynak bölgeleri, yüzey kusurları ve korozyon yerel etkileri artırır. Ortalama gerilme ve çevrim sayısı da etkilidir; akma kontrolü yorulma kontrolünün yerine geçmez.

8.4 $A = 300 \times 10^{-6} = 3,00 \times 10^{-4} \text{ m}^2$. $F = 18\,000 \text{ N}$. $\sigma = F/A = 60 \times 10^6 \text{ Pa} = 60 \text{ MPa}$. Hesap düzgün kesitte nominal gerilmedir; yerel gerilme yığılmalarını kapsamaz.

8.5 $A = 2,50 \times 10^{-4} \text{ m}^2$. $V = AL = 2,00 \times 10^{-4} \text{ m}^3$. $m = \rho V = 2700 \times 2,00 \times 10^{-4} = 0,540 \text{ kg}$.

8.6 Alan $A = bh$ olduğundan iki katına çıkar. $I = bh^3/12$ olduğundan sekiz katına çıkar. Aynı malzemede EI de sekiz kat olur. Buna karşılık kesit alanı ve aynı boydaki kütle iki katına çıktığı için bu değişim eşit kütle karşılaştırması değildir.

8.7 Akma dayanımı artışı elastisite modülünü aynı oranda artırmaz. Azalan kalınlık özellikle eğilme rijitliğini düşürebilir; titreşim frekansları, yüzey kararlılığı ve elastik şekil değişimi değişir. Şekillendirme sonrası geri yaylanma ve bağlantı davranışı da yeniden değerlendirilmelidir.

8.8 Galvanik korozyon koşulları, elektriksel yalıtım, kaplama sürekliliği, su tahliyesi ve bağlantının sızdırmazlığı incelenmelidir. Isıl genleşme farkı, yorulma, birleştirme süreci ve servis sırasında onarılabilirlik de değerlendirilir.

9. Otomotiv elektroniği, ölçme ve kontrol

9.1 Basınç sensörü akış hattının basıncını elektriksel işarete dönüştürür. ECU ölçümü hedefle karşılaştırır ve gerekli komutu hesaplar. Güç sürücüsü üzerinden kumanda edilen pompa motoru ise akışı ve basıncı etkiler. Ölçüm, hesaplama ve enerji dönüştürme ayrı işlevlerdir.

9.2 Çözünürlük temsil edilebilen veya ayırt edilebilen en küçük değişimle ilgilidir. Doğruluk ölçümün referans değere yakınlığını ifade eder. Çok sayıda basamak gösteren bir sistem, sıfır veya kazanç hatası nedeniyle yanlış değer ölçülebilir. Bit sayısını artırmak bu hataları kendiliğinden gidermez.

9.3 Kapalı çevrimde gerçek çıkış ölçülür ve hedefle karşılaştırılarak kumanda güncellenir. Açık çevrimde çıkışın hedefe ulaşıp ulaşmadığı bu biçimde geri beslenmez. Kapalı çevrim bozucu etkileri azaltabilir; ancak yanlış işaret, gecikme veya uygun olmayan kazanç kararsızlık yaratabilir.

9.4 $I = U/R = 12/6 = 2,0 \text{ A}$. $P = UI = 12 \times 2 = 24 \text{ W}$. Aynı sonuç $P = U^2/R = 144/6 = 24 \text{ W}$ ile bulunur. Bu güç dirençte ısıya dönüşür.

9.5 10 bit için $q_v = 5/1024 = 0,0048828 \text{ V} = 4,883 \text{ mV}$. 12 bit için $5/4096 = 1,221 \text{ mV}$. İki bit artışı kod sayısını dört kat artırır; ideal kod aralığı dörtte bire iner.

9.6 $y_n = 1 - \exp(-4/2) = 1 - \exp(-2) = 0,8647$. Başlangıçtan son değere toplam değişimin yaklaşık %86,47'si tamamlanmıştır. Bu ifade başlangıcı sıfır ve son değeri bir olan normalleştirilmiş model içindir.

9.7 İki ölçümün aynı noktayı ve zamanı temsil edip etmediği kontrol edilir. Ardından sensör kalibrasyonu, kablo ve referans bağlantıları, besleme, ölçek dönüşümü ve bağımsız ölçümün güvenilirliği incelenir. Tek bir gösterim farkıyla ECU veya sensörün kesin arızalı olduğu sonucuna varılmaz.

9.8 Fiziksel çıkış artamazken integral terimi birikmeye devam edebilir. Hata azaldığında bile büyük integral kumandayı sınırdan tutar; aşım ve uzun toparlanma oluşabilir. İntegral sınırlandırma veya doyuma bağlı düzeltme bu birikimi yönetir.

10. Elektrikli tahrik, bataryalar ve şarj

10.1 İnverter, çekiş bataryası ile elektrik makinesi arasındaki güç akışını ve motor faz akımlarını düzenler. Araç üstü şarj cihazı dışarıdan gelen AC enerjiyi bataryaya uygun DC enerjiye dönüştürür. DC/DC dönüştürücü farklı doğru gerilim düzeyleri arasında dönüşüm yaparak yardımcı devreyi besler.

10.2 Evet. Batarya, güncel kullanılabilir kapasitesinin tamamı kadar doludur; ancak bu kapasite aynı koşullardaki başlangıç kapasitesinin %80'idir. SOC doluluğu, SOH ise kapasite kaybını gösterir.

10.3 Hayır. $P = T\omega$ olduğundan $\omega = 0$ iken mekanik güç sıfırdır. Buna rağmen tork üretmek için gereken akım nedeniyle elektriksel kayıplar ve ısınma oluşabilir.

10.4 $V = 120 \times 3,2 = 384 \text{ V}$. $Q = 2 \times 100 = 200 \text{ Ah}$. $E \approx 384 \times 200 = 76\,800 \text{ Wh} = 76,8 \text{ kWh}$. Hücre sayısı 240'tır; enerji nominal gerilim yaklaşımdır.

10.5 Yolda harcanabilecek enerji $54 \times 0,90 = 48,6 \text{ kWh}$ 'tir. Mesafe $100 \times 48,6 / 18 = 270 \text{ km}$ 'dir. Ayrılan 5,4 kWh rezerv tüketilmemiştir.

10.6 Şebeke enerjisi $24 / 0,90 = 26,667 \text{ kWh}$. Süre $26,667 / 7,4 = 3,604 \text{ h} \approx 3 \text{ saat } 36 \text{ dakika}$. Güç ve verimin oturma boyunca ortalama değerleri kullanılmıştır.

10.7 Tek başına çıkarılamaz. Taşıtların şarj gücü sınırı, SOC, batarya sıcaklığı, şarj eğrisi, bağlantı uyumu ve istasyondaki güç paylaşımı bilinmelidir. Karşılaştırma aynı koşullarda yapılmalı, istasyon kayıtlarıyla doğrulanmalıdır.

10.8 Hücre dışındaki muhafaza, elektrik bağlantıları, koruma ve soğutma elemanları pakete kütle ekler. Hücre enerji yoğunluğundan bulunan değer yalnız hücre kütlelerine yaklaşır. Paket düzeyindeki özgül enerji veya bileşen kütleleri ayrıca gereklidir.

11. Hibrit taşıtlar, yakıt hücreleri ve ısı yönetim

11.1 Seri hibritte motor jeneratörü döndürür; tekerlekler elektrik makinesiyle tahrik edilir. Paralel hibritte motorun tekerleklere mekanik güç iletme yolu vardır ve elektrik makinesi bu güce katılabilir. Seri düzende doğrudan motor-tekerlek mekanik bağlantısı bulunmaz.

11.2 Bataryanın enerjisi motordan veya yavaşlama sırasında geri kazanılan enerjiden gelir. Depolanan enerji sonludur ve çevrim kayıpları vardır. Uzun dönem enerji dengesi yakıt girdisi, yol işi ve kayıplarla kapanır; batarya çoğunlukla enerjiyi zaman içinde kaydırır.

11.3 Hayır. Örneğin 1 kW elektrik ile 2 kW çevre ısısı alınırsa kabine 3 kW ısı verilir. COP, bir ısı makinesinin iş verimi değildir; verilen ısıya çevreden taşınan enerji de katılır.

11.4 Motorun gereken mekanik katkısı $40 - 25 = 15 \text{ kW}$. Batarya gücü $15 / 0,90 = 16,667 \text{ kW}$. Enerji $16,667 \times (60/3600) = 0,2778 \text{ kWh} = 1,00 \text{ MJ}$. Sonuç batarya enerji çıkışıdır.

11.5 Yakıt enerji giriş hızı $30/0,50 = 60 \text{ kW} = 60 \text{ kJ/s}$. Kütleli debi $60/120\,000 = 0,0005 \text{ kg/s}$. Saatlik tüketim $0,0005 \times 3600 = 1,8 \text{ kg/h}$ olur.

11.6 $\dot{m} = \dot{Q}/(c_p \Delta T) = 10\,000/(3800 \times 5) = 0,5263 \text{ kg/s}$. Hesap tek fazlı akış ve sabit özgül ısı içindir; pompa seçimi ayrıca basınç kaybını gerektirir.

11.7 Verilemez. A, yakıtın bir kısmı yerine başlangıçta depolanmış elektrik enerjisini kullanmış olabilir. Başlangıç ve bitiş batarya enerjileri eşitlenmeli veya fark aynı sistem sınırında açıkça hesaba katılmalıdır. SOC farkının enerji karşılığı ve test koşulları bilinmelidir.

11.8 En yüksek verim bütün yük ve sıcaklıklarda geçerli değildir; görev boyunca ortalama değişir. Ayrıca kompresör, pompa ve diğer yardımcı güçler ile inverter, motor ve mekanik aktarım kayıpları toplam sonucu etkiler. Yığın brüt verimi doğrudan net tekerlek verimi yerine kullanılamaz.

12. Taşıt güvenliği ve sürüş destek sistemleri

12.1 Aktif güvenlik kazanın oluşmasını önlemeyi veya çarpışma hızını azaltmayı hedefler; ESC veya AEB örnektir. Pasif güvenlik çarpışma sırasında yaralanma sonuçlarını azaltmayı hedefler; emniyet kemeri ve kontrollü deformasyon bölgesi örnektir.

12.2 Önden çarpışma uyarısı sürücüye tehlike bilgisi iletir. AEB uygun koşullarda otomatik fren müdahalesi uygular. Uyarının bulunması otomatik frenin de bulunduğunu veya bütün tehlikelerin algılandığını göstermez.

12.3 Arızalı sensörün neden olduğu hatalı sistem davranışı işlevsel güvenlik bakışıyla ele alınır. Donanım arızası olmadan algılama işlevinin koşullara yetersiz kalması SOTIF kapsamında incelenebilir. Her iki olay için de taşıt düzeyindeki sonuç ve koruma önlemleri değerlendirilir.

12.4 Kütle sabitken enerji oranı $(90/60)^2 = 2,25$ 'tir. Artış $(2,25 - 1) \times 100 = \%125$ olur. Enerji $\%225$ 'e yükselir; bu, $\%225$ artış demek değildir.

12.5 Hızlar 30 ve 25 m/s'dir. Zaman aralığı $t_t = 54/30 = 1,8$ s. Kapanma hızı 5 m/s olduğundan $TTC = 54/5 = 10,8$ s. Sonuçlar sabit hız ve değişmeyen hedef varsayımına bağlıdır.

12.6 $v = 80/3,6 \approx 22,222 \text{ m/s}$. Gecikme mesafesi $(80/3,6) \times 1,2 \approx 26,667 \text{ m}$. Fren mesafesi $(80/3,6)^2/(2 \times 5) \approx 49,383 \text{ m}$. Yuvarlanmamış değerlerle toplam $76,049 \text{ m} \approx 76,0 \text{ m}$ bulunur.

12.7 Hayır. Düzey, görüntüdeki el konumuna değil dinamik sürüş görevi, çevre gözetimi ve geri devralma görevlerinin tanımına bağlıdır. Sistem işlevi, izin verilen çalışma koşulları ve sürücünden beklenen görevler bilinmelidir.

12.8 Algılayıcı çeşitliliği yararlı olsa da görüş hattı, yansımalar ve örtülme nedeniyle kesinlik vermez. Ölçümler aynı engelden birlikte etkilenebilir. Örtülü alanın belirsizliği ve olası yaya hareketi hesaba katılmalı; iddia farklı senaryolarda doğrulanmalıdır.

13. Taşıt yazılımı haberleşme ve siber güvenlik

13.1 Ortalama, en uzun gecikmeyi göstermez. En kötü yürütme süresi, kesmeler, kaynak beklemleri ve ağ gecikmesi toplamı son teslim zamanı ile karşılaştırılmalıdır. Zamanlama titreşimi de denetimin davranışını etkileyebilir.

13.2 Hata denetimi iletim sırasında oluşan bit bozulmalarını saptamayı amaçlar. Kimlik doğrulama, mesajın yetkili kaynaktan geldiğine ilişkin kanıt sağlar. Birincisinin bulunması ikincisinin sağlandığını göstermez.

13.3 DTC saptanan koşulu; arıza anı kaydı bu koşulun oluştuğu çalışma bağlamını gösterir. Etkinlik durumu, sıcaklık, yük ve tekrar sıklığı birlikte değerlendirilir. Kod tek başına hangi parçanın değiştirileceğini belirlemez.

13.4 $T = 0,020 \text{ s}$. Mesaj hızı $100 / 0,020 = 5\,000 \text{ bit/s}$; $U = 5\,000 / 250\,000 = 0,020 = \%2$ bulunur. Başka trafik ve yeniden iletim olmadığı varsayılmıştır.

13.5 Hesaplama süresi $500\,000 / 100\,000\,000 = 0,005\text{ s} = 5\text{ ms}$. Toplam $6,5\text{ ms}$; süre payı $10 - 6,5 = 3,5\text{ ms}$ 'dir. Varsayılan en kötü değerler altında son zaman karşılanır.

13.6 Paket $32 \times 8 = 256\text{ Mbit}$ içerir. Süre $256 / 4 = 64\text{ s}$ 'dir. Verilen hız zaten yararlı hız olduğu için ikinci bir verim katsayısı uygulanmaz.

13.7 Mesaj öncelikleri, eşzamanlı trafik yığılması, en uzun çerçeve nedeniyle bloklanma, yeniden iletim, ağ geçidi kuyruğu ve işlemci zamanlaması incelenir. Ortalama yük tek başına gecikmenin kaynağını açıklamaz.

13.8 Donanım veya sürüm uyumsuzluğu, bütünlük/kimlik doğrulama başarısızlığı, yetersiz enerji, uygun olmayan taşıt çalışma durumu ya da geri dönüş koşullarının sağlanmaması erteleme nedenidir. İndirme başarısı, güvenli kurulum onayı değildir.

14. Tasarım benzetim deney ve bakım mühendisliği

14.1 Doğrulama, belirlenmiş ortam sıcaklığı ve yükte sıcaklık sınırının sağlandığını test eder. Geçerleme, bu gereksinimin gerçek kullanım ihtiyacını karşılayıp karşılamadığını inceler; örneğin kullanıcının uzun yokuş koşulu gereksinimde unutulmuş olabilir.

14.2 Yanlış yük, mesnet, malzeme modeli veya geometri daha ince ağda da yanlıştır. Ayrıca tekillik nedeniyle en büyük gerilme yakınsamayabilir. Denge, fiziksel varsayımlar ve uygun çıktı büyüklüğü denetlenmelidir.

14.3 Genişletilmiş belirsizlik $U = k u_c$ bağıntısıyla birleşik standart belirsizlikten hesaplanır. k kapsam çarpanıdır. $k = 2$ seçilmesi her durumda tam %95 kapsama garantisi vermez; dağılım ve serbestlik derecesi koşulları önemlidir.

14.4 $F = 12\,000\text{ N}$; $A = 80 \times 10^{-6}\text{ m}^2$. $\sigma = F/A = 150 \times 10^6\text{ Pa} = 150\text{ MPa}$. Merkezî eksenel yük ve düzgün kesit varsayılmıştır.

14.5 $u_p = 50 \times 0,012 = 0,60\text{ kW}$. $U_p = 2 \times 0,60 = 1,20\text{ kW}$. Sonuç $(50,0 \pm 1,2)\text{ kW}$, $k = 2$ biçiminde verilebilir.

14.6 $\lambda t = 2 \times 10^{-5} \times 1\,000 = 0,02$. $R = \exp(-0,02) = 0,9802$, yani yaklaşık %98,02. Bu süre içinde arızalanma olasılığı $1 - R = \%1,98$ 'dir.

14.7 Modelin genel geçerliği kanıtlanmamıştır. Parametre uydurma, eksik fiziksel etkiler veya yanlış sınır koşulları araştırılır. Bağımsız koşullarda geçerleme yapılır; gerekirse geçerli kullanım aralığı daraltılır.

14.8 Önce dayanım ve emniyet gerekleri sağlanmalıdır. Ardından üretim maliyeti, kullanım enerjisi, ömür, bakım süresi, erişim, çevresel etki ve toplam maliyet ortak görev koşullarında karşılaştırılır. En düşük kütle tek başına en iyi tasarım değildir.

15. Sürdürülebilirlik ulaşım ve bütünleşik taşıt tasarımı

15.1 Karşılaştırmanın eşdeğer hizmete dayanmasını sağlar. Bir araç yerine belirli hizmet koşullarında bir yolcu-kilometre kullanılması, farklı dolulukları dikkate alır. Yolculuk süresi ve erişilebilirlik gibi koşullar da tanımlanmalıdır.

15.2 Enerji tedariki ve kullanımını içerir; taşıtın ham maddeleri, üretimi ve ömür sonu kendiliğinden dahil değildir. Tam kapsam için bu süreçler, bakım ve gerekiyorsa parça değişimleri ayrıca ele alınır.

15.3 Şebekeden ölçülen enerji şarj sırasında oluşan kayıpları zaten içerir. Aynı kaybı yeniden eklemek çift sayımdır. Tüketim ile emisyon faktörünün teslim noktaları uyumlu olmalıdır.

15.4 $160 / 2,5 = 64\text{ g CO}_2\text{-eşd./yolcu-km}$. Bu yalnız işletme etkisidir; üretim dahil değilse yaşam döngüsü sonucu olarak adlandırılmaz.

15.5 $18 \times 0,350 = 6,30\text{ kg CO}_2\text{-eşd./100 km}$; kilometre başına $63\text{ g CO}_2\text{-eşd.}$ olur. İkinci bir şarj kaybı eklenmez.

15.6 $L^* = 3\ 000 / 0,060 = 50\ 000$ km. Sabit işletme katsayıları ve ortak hizmet varsayımı altında bu mesafeden sonra ikinci tasarımın toplamı daha düşüktür.

15.7 Sonucun şebeke karışımına duyarlılığını ve alternatif koşullarda tercih sıralamasının değişip değişmediğini gizler. Birden çok tutarlı senaryo, ortak sınırlar ve kullanılan faktörlerin kaynağı sunulmalıdır.

15.8 Güç kapasitesi, soğuk koşullar, yaşlanma, termal yönetim, şarj gereksinimi, yük kapasitesi ve emniyet de sağlanmalıdır. Enerji hesabı bir başlangıçtır; değişen kütlenin tüketim etkisi ve üretim katkısı birlikte doğrulanmalıdır.

Terimler sözlüğü

Aerodinamik direnç: Taşıt ile hava arasındaki bağıl hareket nedeniyle oluşan ve hareketi güçleştiren kuvvet bileşeni.

Aktarma oranı: Giriş dönme hızının çıkış dönme hızına oranı; kitapta kullanılan oran yönü her hesapta belirtilir.

Alt ısı değer: Yakıt yanması sonunda oluşan suyun buhar olarak kaldığı kabulüyle tanımlanan birim yakıt enerjisi.

Batarya paketi: Hücreler, elektrik bağlantıları, koruma, muhafaza, yönetim ve ısı bileşenlerin oluşturduğu enerji depolama sistemi.

Boylamsal dinamik: Taşıtın ileri geri doğrultudaki hızlanma, yavaşlama ve çekiş davranışı.

Çekiş sınırı: Lastik ile yolun belirli koşullarda iletebildiği kuvvetin sınırı; motor gücünden farklı bir kısıttır.

Diferansiyel: Aynı aks üzerindeki tekerleklerin virajda farklı hızlarda dönmesine olanak veren aktarma düzeneği.

Doğrulama: Bir modelin veya ürünün belirlenmiş gereksinimleri doğru biçimde karşılayıp karşılamadığının kontrolü.

Dönme momenti: Bir kuvvetin belirli bir eksen çevresinde döndürme etkisi; tork olarak da adlandırılır.

Duyarlılık: Bir girdideki değişimin ölçüm veya model çıktısında ne kadar değişim oluşturduğunu anlatan özellik.

Egzoz arıtma: Yanma sonrasında egzoz akımındaki kirleticileri dönüştüren veya tutan işlemler.

Elektrik makinesi: Elektrik ve mekanik enerji arasında dönüşüm yapabilen motor veya jeneratör.

Enerji yoğunluğu: Depolanan enerjinin kütleye veya hacme oranı; karşılaştırmada hücre ve paket sınırı ayrılmalıdır.

Fren özgül yakıt tüketimi: Birim faydalı mil işi başına tüketilen yakıt kütlesi; sıklıkla g/kWh cinsinden verilir.

Geri besleme: Sistemin ölçülen çıktısını istenen değerle karşılaştırarak denetim eylemini ayarlama.

Geçerleme: Model veya ürünün amaçlanan kullanım için gerçek sistemi yeterince temsil edip etmediğinin sınanması.

Güç yoğunluğu: Üretilen ya da aktarılabilen gücün kütleye veya hacme oranı.

Hava fazlalık katsayısı: Gerçek hava yakıt oranının stokiyometrik hava yakıt oranına oranı; λ ile gösterilir.

Hibrit tahrik: Birden fazla enerji dönüştürme yolu kullanan tahrik düzeni; bu kitapta çoğunlukla motor ve elektrik makinesi birlikteliği.

Isıl yönetim: Bileşen sıcaklıklarını istenen aralıkta tutmak için ısı üretimi, taşınımı ve depolanmasının düzenlenmesi.

İşlevsel güvenlik: Elektrik ve elektronik sistemlerde arızalı davranıştan doğan kabul edilemez riskin azaltılmasıyla ilgili yaklaşım.

İşlevsel birim: Yaşam döngüsü değerlendirmesinde karşılaştırılan hizmetin miktar ve niteliğini tanımlayan referans.

Kalibrasyon: Ölçüm sistemi çıktısı ile referans büyüklük arasındaki ilişkinin belirlenmesi; ayar işlemiyle aynı şey değildir.

Kayma açısı: Lastiğin yöneldiği doğrultu ile temas bölgesinin hareket doğrultusu arasındaki açı.

Kullanılabilir enerji: Depolama sisteminin izin verilen çalışma sınırları içinde kullanıma sunduğu enerji.

Model: Belirli bir soruyu yanıtlamak için gerçek sistemin seçilmiş ilişkilerini temsil eden yapı.

Nominal değer: Bir bileşeni tanımlamak amacıyla verilen adlandırma veya referans değeri; her koşuldaki gerçek değer değildir.

Ömür döngüsü: Bir ürünün ham madde elde edilmesinden kullanımına ve ömrünün sonuna kadar geçen aşamalar bütünü.

Örnekleme: Sürekli değişen bir sinyalin belirli zaman aralıklarında sayısal değerlerle temsil edilmesi.

Rejeneratif frenleme: Taşıtın mekanik enerjisinin elektrik enerjisine dönüştürülerek geri kazanılmasını sağlayan yavaşlatma.

Rijitlik: Bir yapının belirli yük altında şekil değiştirmeye gösterdiği direnç; dayanımdan farklıdır.

Sistem sınırı: Bir hesap veya deneyde hangi bileşenlerin, enerji ve madde akışlarının kapsama alındığını belirleyen sınır.

Stokiyometrik oran: Yakıtın ideal olarak tam yanması için kimyasal denklemin gerektirdiği oksitleyici miktarına karşılık gelen oran.

Sönümleme: Titreşim enerjisinin dağıtılması; yayda elastik enerji depolanmasından farklı bir etkidir.

Şarj durumu: Bataryanın tanımlanmış kapasite veya enerji referansına göre doluluk ölçüsü; kestirim yöntemine bağlıdır.

Tasarım çalışma alanı: Bir otomatik sürüş işlevinin çalışması için tanımlanan yol, çevre, hız ve benzeri koşullar kümesi.

Tork dağıtımı: Aktarma sisteminin istenen taşıt davranışını sağlamak için torku akslar veya tekerlekler arasında paylaşırması.

Verim: Tanımlanan faydalı çıktının ilgili girdiye oranı; sistem sınırı ve zaman aralığıyla birlikte anlam kazanır.

Yanal dinamik: Taşıtın viraj alma, yön değiştirme ve savrulma davranışı.

Yol yükü: Taşıtın belirli bir hareket durumunda yenmesi gereken dirençlerin bütünü.

Yorulma: Tekrarlanan yükler altında hasarın birikmesi ve sonunda çatlak veya kırılma oluşması.

Yuvarlanma direnci: Lastik ve yolun deformasyonu gibi etkiler nedeniyle yuvarlanma sırasında oluşan hareket direnci.

Resimlerin kaynak ve kullanım bilgileri

Fotoğrafların tam kaynak künyeleri kaynakçada yer alır. Aşağıdaki lisans bilgileri ilgili fotoğrafa aittir.

Resim 1 Benz Patent Motorwagen replikası

Sicnag (2018). CC BY 2.0. <https://creativecommons.org/licenses/by/2.0/>

Resim 2 Motor ve vites kutusunun kesiti

NJR ZA (2008). CC BY-SA 3.0. <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/3.0/>

Resim 3 Metal taşıyıcı katalitik dönüştürücü kesiti

Stahlkocher (2004). CC BY-SA 2.0. <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/2.0/>

Resim 4 Manuel vites kutusunun iç yerleşimi

BerndB~commonswiki (2006); parlaklık düzenlemesi Geek3 (2020). Özgün fotoğraf 2006 tarihlidir; kaynak dosyada Geek3 tarafından 2020'de yapılan parlaklık düzenlemesi korunmuştur. CC BY-SA 3.0. <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/3.0/>

Resim 5 Lastiğin katmanlı yapısı

Christian Pietzsch (2014). Katman renkleri fotoğrafçı tarafından eklenmiştir; bu sürüm korunmuştur. CC BY-SA 3.0. <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/3.0/>

Resim 6 Süspansiyon ve disk fren birimi

Bukk (2010). Fotoğrafçı tarafından dünya genelinde kamu malı olarak yayımlanmıştır. Kamu malı. <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Federbein.JPG#Licensing>

Resim 7 Ayrı şasili taşıyıcı çerçeve

Christopher Ziemnowicz (CZmarlin) (2012). CC BY-SA 3.0. <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/3.0/>

Resim 8 Robotlu gövde üretim hücresi

Mixabest (2007). CC BY-SA 3.0. <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/3.0/>

Resim 9 Elektronik kontrol biriminin devre kartı

Techie (Techie2) (2006). CC BY-SA 3.0. <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/3.0/>

Resim 10 Elektrikli taşıt batarya paketi

Mugel2110 (2023). CC BY-SA 4.0. <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/>

Resim 11 Taşıt ile şarj istasyonu arasındaki bağlantı

Fortunate4now (2013). CC0 1.0 Universal. <https://creativecommons.org/publicdomain/zero/1.0/>

Resim 12 Hibrit tahrik sisteminin sergi kesiti

TTTNIS (2026). CC0 1.0 Universal. <https://creativecommons.org/publicdomain/zero/1.0/>

Resim 13 Çarpışma deneyinde kullanılan ölçüm mankenleri

Human Crash Safety (2022). CC BY-SA 4.0. <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/>

Resim 14 Şasi dinamometresinde taşıt deneyi

Marek Ślusarczyk (2015). CC BY 3.0. <https://creativecommons.org/licenses/by/3.0/>

Kaynakça

- Argonne National Laboratory. (t.y.). *Well to wheels*. GREET. <https://greet.anl.gov/greet/gettingstarted/wtw.html>
- Ashby, M. F. (2011). *Materials selection in mechanical design* (4th ed.). Butterworth-Heinemann.
- BerndB~commons wiki. (2006, Kasım). *Porsche-gearbox-cutaway* [Fotoğraf]. Wikimedia Commons. <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Porsche-gearbox-cutaway.jpg>
- Bosch Mobility. (t.y.-a). *Antilock braking system*. <https://www.bosch-mobility.com/en/solutions/driving-safety/antilock-braking-system/>
- Bosch Mobility. (t.y.-b). *Components for automatic transmissions*. <https://www.bosch-mobility.com/en/solutions/transmission-technology/automatic-transmissions/>
- Bosch Mobility. (t.y.-c). *Denoxtronic exhaust-gas treatment system*. <https://www.bosch-mobility.com/en/solutions/exhaust-gas-treatment/denoxtronic-exhaust-gas-treatment-system/>
- Bosch Mobility. (t.y.-d). *Pushbelt*. <https://www.bosch-mobility.com/en/solutions/transmission-technology/pushbelt/>
- Bukk. (2010, 7 Nisan). *Federbein* [Fotoğraf]. Wikimedia Commons. <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Federbein.JPG>
- Bureau International des Poids et Mesures. (2026). *Le Système international d'unités/The International System of Units* (9. bs., 2026 güncellemesi). <https://doi.org/10.59161/AUEZ1291>
- Ehsani, M., Gao, Y., Longo, S., & Ebrahimi, K. (2018). *Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles* (3rd ed.). CRC Press. <https://doi.org/10.1201/9780429504884>
- Fortunate4now. (2013, 18 Ağustos). *Electric car charging station* [Fotoğraf]. Wikimedia Commons. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Electric_car_charging_station.jpg
- Gillespie, T. D. (2021). *Fundamentals of vehicle dynamics* (Rev. ed.). SAE International. <https://doi.org/10.4271/R-506>
- Heywood, J. B. (2018). *Internal combustion engine fundamentals* (2nd ed.). McGraw-Hill Education.
- Human Crash Safety. (2022, 10 Mayıs). *THOR-50M & THOR-5F Crash Test Dummies* [Fotoğraf]. Wikimedia Commons. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:THOR-50M_%26_THOR-5F_Crash_Test_Dummies.jpg
- International Energy Agency. (2026). *Global EV outlook 2026*. <https://www.iea.org/reports/global-ev-outlook-2026>
- International Organization for Standardization. (2006a). *Environmental management — Life cycle assessment — Principles and framework* (ISO Standard No. 14040:2006). <https://www.iso.org/standard/37456.html>
- International Organization for Standardization. (2006b). *Environmental management — Life cycle assessment — Requirements and guidelines* (ISO Standard No. 14044:2006). <https://www.iso.org/standard/38498.html>
- International Organization for Standardization. (2018). *Road vehicles—Functional safety—Part 1: Vocabulary* (ISO Standard No. 26262-1:2018). <https://www.iso.org/standard/68383.html>
- International Organization for Standardization. (2022). *Road vehicles—Safety of the intended functionality* (ISO Standard No. 21448:2022). <https://www.iso.org/standard/77490.html>
- International Organization for Standardization, & SAE International. (2021). *Road vehicles — Cybersecurity engineering* (ISO/SAE Standard No. 21434:2021). International Organization for Standardization. <https://www.iso.org/standard/70918.html>
- Joint Committee for Guides in Metrology. (2008). *Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement* (JCGM 100:2008). Bureau International des Poids et Mesures. <https://doi.org/10.59161/JCGM100-2008E>
- Kester, W. (2008). *MT-001: Taking the mystery out of the infamous formula, “SNR = 6.02N + 1.76dB,” and why you should care* (Rev. A). Analog Devices. <https://www.analog.com/mt-001>

- Matulka, R. (2014, 15 Eylül). *The history of the electric car*. U.S. Department of Energy. <https://www.energy.gov/articles/history-electric-car>
- Mercedes-Benz Group. (t.y.). *Benz Patent Motor Car: The first automobile (1885–1886)*. <https://group.mercedes-benz.com/company/tradition/company-history/1885-1886.html>
- Mixabest. (2007, 17 Temmuz). *KUKA Industrial Robots IR* [Fotoğraf]. Wikimedia Commons. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:KUKA_Industrial_Robots_IR.jpg
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2018). *Moran's principles of engineering thermodynamics: SI global edition* (9th ed.). John Wiley & Sons.
- Mugel2110. (2023, 4 Mayıs). *Battery pack of an EV* [Fotoğraf]. Wikimedia Commons. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Battery_pack_of_an_EV.jpg
- Musée des Arts et Métiers. (t.y.). *Fardier à vapeur de Joseph Cugnot*. <https://www.arts-et-metiers.net/musee/fardier-vapeur-de-joseph-cugnot>
- NASA Glenn Research Center. (t.y.). *Drag equation*. NASA. <https://www1.grc.nasa.gov/beginners-guide-to-aeronautics/drag-equation/>
- National Aeronautics and Space Administration. (2016). *NASA systems engineering handbook* (NASA/SP-2016-6105 Rev. 2). https://www.nasa.gov/wp-content/uploads/2018/09/nasa_systems_engineering_handbook_0.pdf
- National Highway Traffic Safety Administration. (t.y.-a). *Air bags*. <https://www.nhtsa.gov/vehicle-safety/air-bags>
- National Highway Traffic Safety Administration. (t.y.-b). *Driver assistance technologies*. <https://www.nhtsa.gov/vehicle-safety/driver-assistance-technologies>
- National Highway Traffic Safety Administration. (t.y.-c). *Electric and hybrid vehicles*. <https://www.nhtsa.gov/vehicle-safety/electric-and-hybrid-vehicles>
- National Highway Traffic Safety Administration. (t.y.-d). *Tire safety ratings and awareness: TireWise*. <https://www.nhtsa.gov/vehicle-safety/tires>
- National Institute of Standards and Technology. (t.y.). *Exponential*. NIST/SEMATECH e-Handbook of Statistical Methods. <https://www.itl.nist.gov/div898/handbook/apr/section1/apr161.htm>
- Naunheimer, H., Bertsche, B., Ryborz, J., & Novak, W. (2011). *Automotive transmissions: Fundamentals, selection, design and application* (2nd ed.). Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-16214-5>
- NI. (2025, 7 Mart). *The PID controller & theory explained*. <https://www.ni.com/en/shop/labview/pid-theory-explained.html>
- Nissan Motor Corporation. (t.y.). *Electric vehicle thermal conditioning functionality*. https://www.nissan-global.com/EN/INNOVATION/TECHNOLOGY/ARCHIVE/EV_THERMAL_CONDITIONING/
- NJR ZA. (2008, 9 Ağustos). *Engine and Gearbox cutaway-001* [Fotoğraf]. Wikimedia Commons. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Engine_and_Gearbox_cutaway-001.jpg
- NXP Semiconductors. (t.y.). *Gateway*. 23 Eylül 2026 tarihinde <https://www.nxp.com/applications/GATEWAY> adresinden erişildi.
- Pietzsch, C. (2014, 4 Şubat). *PKW-Reifen Aufbau (eingefärbt)* [Renklendirilmiş fotoğraf]. Wikimedia Commons. [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:PKW-Reifen_Aufbau_\(eingef%C3%A4rbt\).jpg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:PKW-Reifen_Aufbau_(eingef%C3%A4rbt).jpg)
- Robert Bosch GmbH. (2022). *Automotive handbook* (11th ed.). Wiley.
- SAE International. (2021). *Taxonomy and definitions for terms related to driving automation systems for on-road motor vehicles* (SAE Standard J3016_202104). https://doi.org/10.4271/J3016_202104
- Sicnag. (2018, 2 Eylül). *1886 Benz Patent Motorwagen* [Fotoğraf]. Wikimedia Commons. [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:1886_Benz_Patent_Motorwagen_\(29744182207\).jpg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:1886_Benz_Patent_Motorwagen_(29744182207).jpg)
- Ślusarczyk, M. (2015, 19 Eylül). *004 Car dyno testing - new car test of Opel Astra K at Opel factory in Gliwice, Poland* [Fotoğraf]. Wikimedia Commons. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:004_Car_dyno_testing_-_new_car_test_of_Opel_Astra_K_at_Opel_factory_in_Gliwice,_Poland.jpg

- Sosnowski, D., & Gardetto, E. (2001). *Performing onboard diagnostic system checks as part of a vehicle inspection and maintenance program* (EPA420-R-01-015). U.S. Environmental Protection Agency. <https://nepis.epa.gov/Exe/ZyPURL.cgi?Dockey=P1002KRN.TXT>
- Stahlkocher. (2004, 25 Eylül). *Aufgeschnittener Metall Katalysator für ein Auto* [Fotoğraf]. Wikimedia Commons. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Aufgeschnittener_Metall_Katalysator_f%C3%BCr_ein_Auto.jpg
- Taylor, B. N., & Kuyatt, C. E. (1994). *Guidelines for evaluating and expressing the uncertainty of NIST measurement results* (NIST Technical Note 1297, 1994 ed.). National Institute of Standards and Technology. <https://doi.org/10.6028/NIST.tn.1297>
- Techie. (2006, 30 Temmuz). *ElectronicDieselControlEcuBottomside* [Fotoğraf]. Wikimedia Commons. <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:ElectronicDieselControlEcuBottomside.jpg>
- The Henry Ford. (2013). *Henry Ford: Assembly line*. <https://www.thehenryford.org/collections/explore/sets/detail/henry-ford-assembly-line>
- Toyota Motor Corporation. (1997, 14 Ekim). *Toyota launches the revolutionary PRIUS hybrid passenger vehicle* [Basın açıklaması]. <https://global.toyota/en/detail/7905316>
- TTTNIS. (2026, 19 Haziran). *2026 Toyota RAV4 PHEV hybrid system* [Fotoğraf]. Wikimedia Commons. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:2026_Toyota_RAV4_PHEV_hybrid_system.jpg
- United Nations Economic Commission for Europe. (2021a). *UN Regulation No. 155 — Cyber security and cyber security management system*. United Nations. <https://unece.org/transport/documents/2021/03/standards/un-regulation-no-155-cyber-security-and-cyber-security>
- United Nations Economic Commission for Europe. (2021b). *UN Regulation No. 156 — Software update and software update management system*. United Nations. <https://unece.org/transport/documents/2021/03/standards/un-regulation-no-156-software-update-and-software-update>
- U.S. Department of Energy. (t.y.-a). *Batteries for electric vehicles*. Alternative Fuels Data Center. <https://afdc.energy.gov/vehicles/electric-batteries>
- U.S. Department of Energy. (t.y.-b). *Electric vehicle charging stations*. Alternative Fuels Data Center. <https://afdc.energy.gov/fuels/electricity-stations>
- U.S. Department of Energy. (t.y.-c). *Fuel cell basics*. <https://www.energy.gov/cmei/fuels/fuel-cell-basics>
- U.S. Department of Energy. (t.y.-d). *Fuel properties comparison*. Alternative Fuels Data Center. 23 Eylül 2026 tarihinde <https://afdc.energy.gov/fuels/properties> adresinden erişildi.
- U.S. Department of Energy. (t.y.-e). *How do all-electric cars work?* Alternative Fuels Data Center. <https://afdc.energy.gov/vehicles/how-do-all-electric-cars-work>
- U.S. Department of Energy. (t.y.-f). *How do fuel cell electric vehicles work using hydrogen?* Alternative Fuels Data Center. <https://afdc.energy.gov/vehicles/how-do-fuel-cell-electric-cars-work>
- U.S. Department of Energy. (t.y.-g). *How do hybrid electric cars work?* Alternative Fuels Data Center. <https://afdc.energy.gov/vehicles/how-do-hybrid-electric-cars-work>
- U.S. Department of Energy. (t.y.-h). *Lightweight materials for cars and trucks*. <https://www.energy.gov/cmei/vehicles/lightweight-materials-cars-and-trucks>
- U.S. Department of Energy. (2013, 22 Kasım). *Internal combustion engine basics*. <https://www.energy.gov/cmei/vehicles/articles/internal-combustion-engine-basics>
- U.S. Environmental Protection Agency. (2025, 3 Kasım). *Timeline of major accomplishments in transportation, air pollution, and climate change*. <https://www.epa.gov/transportation-air-pollution-and-climate-change/timeline-major-accomplishments-transportation-air>
- Volvo Cars. (t.y.). *Safety is in our DNA*. <https://www.volvocars.com/intl/safety/legacy/>
- WorldAutoSteel. (t.y.). *Dual phase*. AHSS Guidelines. <https://ahssinsights.org/metallurgy/steel-grades/ahss/dual-phase/>

Ziemnowicz, C. (2012, 10 Eylül). *Automobile bare chassis frame* [Fotoğraf]. Wikimedia Commons.
https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Automobile_bare_chassis_frame.jpg

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİNE GİRİŞ:

Temel İlkeler ve Taşıt Sistemleri

yaz

yayınları

YAZ Yayınları

M.İhtisas OSB Mah. 4A Cad. No:3/3

İscehisar / AFYONKARAHİSAR

Tel : (0 531) 880 92 99

yazyayinlari@gmail.com • www.yazyayinlari.com

ISBN: 978-625-8926-53-8



9

786258

926538