

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HİBRİD ELEKTRİKLİ TAŞITLARDA
REJENERATİF FRENLEME**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Müh. Esen ALTINDEMİR

Anabilim Dalı: MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı: OTOMOTİV

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ali G. GÖKTAN

HAZİRAN 2008

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HİBRİD ELEKTRİKLİ TAŞITLARDA
REJENERATİF FRENLEME**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Müh. Esen ALTINDEMİR

503051720

Anabilim Dalı: MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı: OTOMOTİV

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ali G. GÖKTAN

HAZİRAN 2008

ÖNSÖZ

“Düşünmek kolaydır, yapmak zordur. Dünya’da en güç olan şey ise düşünüleni yapmaktır.” GOETHE

Öğrenim hayatım bu satırlarla son buluyor. Artık okula gitmeyeceğime and içerim.

Bana tüm bu yıllar boyunca hem destek olan hem de istediğim şeyi yapmamda beni serbest bırakan, herşeyden önemlisi kolayca kaçıp önüme konulan hayatı değil de kendi seçtiğim hayatı yaşamam gerektiğini bana öğreten, Anneme, Babama ve Dedeme,

Lisans 4. sınıfta Taşıtlarda Aktarma Organları dersiyle tanıdığım ve ilk AA’mı aldığım, yıllar boyu hayalini kurduğum otomobiller hakkında bana ilk mühendislik bilgilerini öğretip; umudumu kestiğim makina mühendisliğini bana sevdiren ve bana güvenip yüksek lisansda beni tez öğrencisi olarak kabul eden Prof. Dr. Ali G. GÖKTAN’a,

Bu tezimi yaparken bana çok yardımcı olan ve benim bitmek bilmeyen sorularıma sabırla cevap veren Sayın Ahu Ece HARTAVİ’ye,

Taşıtlarda Güç Aktarımı dersiyle bana otomobilleri daha da çok sevdiren Prof. Dr. Ahmet GÜNEY’e, çok teşekkür ederim.

Haziran 2008

Esen ALTINDEMİR

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	vii
ÖZET	ix
SUMMARY	x
1. GİRİŞ	1
1.1. Ford Transit Hibrid	1
1.2. Hibrid Araçlar ve Regeneratif Frenleme	2
2. BOŞ VE YÜKLÜ HALDEKİ FREN HESAPLARI	4
2.1. Önemli Taşıt Parametreleri	4
2.2. Boş ve Yüklü Haller için Ağırlık Merkezi Değerleri ve Bazı Temel Ölçüler	6
2.3. Frenlemede Oluşan Boş ve Yüklü Haldeki Maksimum Düşey Aks Yükleri	7
2.4. Frenlemede Oluşan Boş ve Yüklü Haldeki Maksimum Fren Kuvvetleri	8
2.5. Boş ve Yüklü Haldeki Balata Yüzey Emniyeti Basıncı Hesabı	9
2.6. Çevrim Oranı	11
2.7. Mastır Silindir Hesapları	13
2.7.1. Maksimum Basınç	13
2.7.2. Hacim	14
2.7.3. Kuvvetlendirme Oranları	16
2.7.3.1. Mastır Silindir - Kaliper Arası Kuvvetlendirme Oranı	16
2.7.3.2. Vacuum Booster Kuvvetlendirme Oranı	16
2.7.4. Mastır Silindir Basıncı Değişimi	18
2.8. Bağlı Frenleme İvmesi ile Değişen Boş ve Yüklü Hallerdeki Aks Yükleri	19
2.9. Yüklü Haldeki Fren Kuvvetinin Pedal Kuvvetine Bağlı Değişimi	20
2.10. Boş ve Yüklü Haldeki İdeal Fren Eğrileri	23
2.11. Sabit Fren Dağılımı Eğrisi Hesapları	23
2.12. İdeal Frenleme Eğrilerinin Çizdirilmesi	25
2.12.1. Bağlı Frenleme İvmesi (z) Eğrileri	25
2.12.2. Kuvvet Bağlantı Katsayısı (μ) Eğrileri	25
2.12.3. Avrupa Yönetmelik Alt ve Üst Sinirları	27
2.12.3.1. Alt Sınır	27
2.12.3.2. Üst Sınır	27
2.12.3.3. Kırık Sabit Fren Dağılımı Eğrisine Sahip Araçlar için Olan Sınır	27
2.13. 2.10., 2.11. ve 2.12. Adımlarında Hesaplanan Değerlerin Çizdirilmesi	28
3. ARACIN DİNAMİK FRENLEMESİ	30
3.1. Aracın Regeneratif Frenlemesi	30

3.2. Hidrolik Fren ve Rejeneratif Frenin Koordinasyonu	34
3.2.1. Yabancı Basınçlı Çözüm	35
3.2.1.1. Yabancı Basınçlı Çözümde Mod 1	40
3.2.1.2. Yabancı Basınçlı Çözümde Mod 2 ve Mod 3	41
3.2.1.3. Yabancı Basınçlı Çözümde Mod 4	42
3.2.2. Reostatik Çözüm	44
3.2.2.1. Reostatik Çözümde Çözümde Mod 1 ve Mod 2	45
3.2.2.2. Reostatik Çözümde Çözümde Mod 3 ve Mod 4	46
3.2.2.3. Reostatik Çözümde Mod Sonuçları	47
3.2.2.4. Reostatik Çözümde Dikkat Edilmesi Gerekenler	47
4. AKÜMLATÖR VE POMPA	48
4.1. Akümlatör Nedir?	48
4.2. Yabancı Basınçlı Çözümdeki Akümlatörlerin Boyutlandırılması	50
4.2.1. 1 Numaralı Akümlatörün Boyutlandırılması	51
4.2.2. 2 Numaralı Akümlatörün Boyutlandırılması	52
4.3. Yabancı Basınçlı Çözümdeki Pompanın Boyutlandırılması	54
5. SONUÇLAR VE KARŞILAŞTIRMA	55
KAYNAKLAR	58
ÖZGEÇMİŞ	59

KISALTMALAR

MC	: Master Cylinder
MS	: Mastır Silindir
VB	: Vacuum Booster
BP	: Brake Pedal
EM1	: Electric Motor 1
EM2	: Electric Motor 2
İYM	: İçten Yanmalı Motor
RPM	: Revolution Per Minute
ES	: Electric Storage
ESU	: Electric Storage Unit
PEC	: Power Electronic Controller
SOC	: State of Charge
ABS	: Antilock Brake System
DCM	: Direct Current Motor

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	: Ford Transit 9 koltuklu.....	1
Şekil 1.2	: Paralel ve Seri Hibrid.....	2
Şekil 2.1	: Ağırlık merkezleri.....	6
Şekil 2.2	: Fren diski ve kaliperin içi.....	9
Şekil 2.3	: Lastiğe etkiyen fren kuvveti.....	12
Şekil 2.4	: Hidrolik fren elemanları.....	14
Şekil 2.5	: Çapraz bağlı fren devresi.....	14
Şekil 2.6	: Kaliperin içi.....	15
Şekil 2.7	: Hidrolik Fren Devresi ve Çevrim/Kuvvetlendirme Oranları.....	17
Şekil 2.8	: Pedal Kuvveti – Mastır Silindir Basıncı Değişimi.....	18
Şekil 2.9	: Aks yükünün bağıl frenleme ivmesi ile değişimi (boş halde).....	19
Şekil 2.10	: Aks yükünün bağıl frenleme ivmesi ile değişimi (yükli halde).....	20
Şekil 2.11	: Pedal Kuvveti – Fren Kuvveti Eğrileri.....	22
Şekil 2.12	: Fren kuvvetini etkileyen mekanik faktörler.....	24
Şekil 2.13	: Bağıl frenleme ivmesi eğrileri.....	25
Şekil 2.14	: μ eğrileri.....	26
Şekil 2.15	: Alt ve üst sınır.....	28
Şekil 2.16	: Taşıtın Boş ve Yüklü Haldeki İdeal Fren Eğrileri.....	29
Şekil 3.1	: Konfigürasyon.....	31
Şekil 3.2	: Rejeneratif frenleme şartları.....	32
Şekil 3.3	: Elektrik Motor Tork-Devir Grafiği.....	34
Şekil 3.4	: Yabancı basınçlı çözüm devresi.....	35
Şekil 3.5	: Üç yollu vana	36
Şekil 3.6	: Üç yollu vana çalışma prensibi	37
Şekil 3.7	: Hidrolik Fren Devresi.....	38
Şekil 3.8	: Hibrid Elektrikli Aracın Fren Devresi.....	39
Şekil 3.9	: Yabancı basınçlı çözümde Mod 1.....	40
Şekil 3.10	: Yabancı basınçlı çözümde Mod 2, Mod 3, Mod 4.....	42
Şekil 3.11	: Reostatik Çözüm Devresi.....	44
Şekil 3.12	: Reostatik çözümde Mod 1, Mod 2, Mod 3, Mod 4.....	46
Şekil 4.1	: Akümülatör.....	49
Şekil 4.2	: Tek devreli gazlı akümülatör parçaları.....	49
Şekil 4.3	: Lastikli gazlı akümülatör.....	50
Şekil 4.4	: Akümülatörde basınç artışı.....	50
Şekil 4.5	: 1 numaralı akümülatör.....	51
Şekil 4.6	: Fren pedalının davranışı.....	52
Şekil 4.7	: 2 numaralı akümülatör.....	52
Şekil 4.8	: Gaz hacmi hesabı.....	53
Şekil 4.9	: Pompa.....	54

SEMBOL LİSTESİ

a	: maksimum frenleme ivmesi [m/s^2]
g	: yerçekimi ivmesi [m/s^2]
z	: maksimum bagil frenleme ivmesi
F_P	: fren pedalı kuvveti [N]
F_{P-Maks}	: maksimum fren pedalı kuvveti [N]
G	: aracın bos ağırlığı (N)
G_y	: aracın yüklü ağırlığı (N)
l	: aks mesafesi [mm]
l_V	: bos halde aracın ağırlık merkezinin ön aksa olan uzaklığı [mm]
l_{V_y}	: yüklü halde aracın ağırlık merkezinin ön aksa olan uzaklığı [mm]
l_H	: bos halde aracın ağırlık merkezinin arka aksa olan uzaklığı [mm]
l_{H_y}	: yüklü halde aracın ağırlık merkezinin arka aksa olan uzaklığı [mm]
h	: bos halde aracın ağırlık merkezinin yerden yüksekliği [mm]
h_y	: yüklü halde aracın ağırlık merkezinin yerden yüksekliği [mm]
μ_V	: ön lastik ile yol arasındaki tutunma katsayısı
μ_H	: arka lastik ile yol arasındaki tutunma
r	: 195/70R 15C lastik için dinamik yarıçap [mm]
$\mu_{V,Balata}$	: ön frendeki balata yüzeyi surtunma katsayısı
$\mu_{H,Balata}$	: arka frendeki balata yüzeyi surtunma katsayısı
$r_{B,V}$	: ön fren disk efektif yarıçap [mm]
$r_{B,H}$	: arka fren disk efektif yarıçap [mm]
$A_{B,V}$	: ön fren balatası alanı [mm^2]
$A_{B,H}$	: arka fren balatası alanı [mm^2]
A_P	: piston yüzey alanı [mm^2]
p_{em}	: fren balatası malzemesi için emniyet yüzey basınç değeri [N/mm^2]
zy	: fren diskine etkiyen yüzey sayısı
ps_V	:ön fren kaliperindeki piston sayısı (Sb baskı kuvvetine etki ediyor)
ps_H	:arka fren kaliperindeki piston sayısı (Sb baskı kuvvetine etki ediyor)
i_p	: fren pedalı çevrim oranı
r_{MS}	: mastir silindir piston yarıçapı [mm]
r_p	: kaliperdeki pistonun yarıçapı [mm]

s_p	: fren diski ile balata arasındaki mesafe [mm]
k	: yay sertlik katsayısı [N/mm]
F_{z_V}	: ön aksa düşen yük [N]
F_{z_H}	: arka aksa düşen yük [N]
B_V	: ön aks fren kuvveti [N]
B_H	: arka aks fren kuvveti [N]
B_T	: toplam fren kuvveti [N]
M	: jant göbeğine gelen frenleme momenti [Nm]
U_B	: çevre kuvveti [N]
S_B	: baskı kuvveti [N]
p_h	: balatanın birim yüzey alanına uygulanan basınç [N / mm^2]
C_V^*	: çevrim oranı
i	: çevrim oranı
P_{MS}	: master silindir içi maksimum basınç [MPa]
V_S	: master silindirin bir haznesinin stroke hacmi
V_{MS}	: master silindir toplam stroke hacmi
KO_{MS}	: master silindir – kaliper arası kuvvetlendirme oranı
KO_{VB}	: vacuum booster kuvvetlendirme oranı
T	: tranzistör
R	: direnç ohm değeri
P_D	: dirençte harcanan güç
I	: akım
E	: dirençte harcanan ısı enerjisi ve aracın kinetik enerjisindeki değişim
P_1	: besleme basıncı [MPa]
P_2	: minimum basınç [MPa]
V_1	: dengedeki gaz hacmi [lt]
V_2	: toplam akümülatör gaz hacmi [lt]
γ	: spesifik ısı katsayısı
ΔV_{Maks}	: izin verilecek maksimum hacim değişimi [lt]
P_p	: pompa basıncı [Mpa]
Q_p	: pompa debisi [lt/sn]

HİBRİD ELEKTRİKLİ TAŞITLARDA REJENERATİF FRENLEME

ÖZET

Bu tez çalışmasında bir hafif ticari hibrid elektrikli taşıtta, hidrolik, rejeneratif ve reostatik frenlemeler arasındaki ilişkiler incelenmiştir. İlk önce aracın hidrolik fren devresi ile ilgili ayrıntılı hesaplamalar Matlab’de (Versiyon: R2007) yapılmıştır. Aracın boş ve yüklü haldeki ağırlık merkezi değerleri AutoCAD’de (Versiyon: 2008) gösterilmiştir. Frenleme ivmeleriyle değişen boş ve yüklü haldeki aks yükleri ve fren kuvvetleri hesaplanmış, ideal fren eğrileri çizdirilmiştir. Avrupa yönetmelik eğrilerinin çizimleri ayrıntılı bir şekilde anlatılmıştır. Mastır silindir, fren diskleri, kaliper pistonları, fren balataları gibi mekanik parçalar boyutlandırılmış, balatalar için yüzey basıncı emniyet kontrolleri yapılmıştır. Sistemdeki çevrim oranları hesaplanmıştır. Hidrolik fren devresi ile ilgili tüm hesaplar yapıldıktan sonra rejeneratif frenlemenin başarıyla yapılabilmesi ve rejeneratif frenden hidrolik frene başarıyla geçilebilmesi için iki farklı çözüm önerilmiştir: Yabancı Basıncılı Çözüm ve Reostatik Çözüm. Bu çözümlerde kullanılan elemanlar (pompa, akümülatör, direnç) hidrolik fren devresine uyumlu olacak şekilde boyutlandırılmıştır. Daha sonra bu çözümler dört farklı frenleme modunda denenmiştir. Bu modlar, rejeneratif fren sırasında sürücünün ayağını frenden çektiği, rejeneratif fren sırasında akünün dolduğu, rejeneratif fren sırasında elektrik motorunun tork kapasitesinin yetmediği ve rejeneratif fren sırasında rejeneratif frenleme sınırları içerisinde olmayan bir frenleme ivmesi istendiği durumlardan oluşur. Yabancı Basıncılı ve Reostatik çözümlerin farklı çalışma modlarında nasıl davrandığı ayrıntılı bir şekilde anlatılmış, çözümlerin avantajları ve dezavantajları tartışılmıştır.

REGENERATIVE BRAKING IN HYBRID ELECTRICAL VEHICLES

SUMMARY

In this study, the interactions between hydraulic, regenerative and rheostatic braking of a light duty hybrid electric vehicle are presented. At first, the detailed calculations of the hydraulic brake line of the vehicle are made in Matlab (Version: R2007). Vehicles center of gravity values for unloaded and loaded states are showed in AutoCAD (Version: 2008). Acceleration varied axle loads and brake forces are calculated and ideal brake curves are plotted for kerb and loaded weight. Drawing of European regulation curves are explained comprehensively. Mechanical parts like master cylinder, brake discs, caliper pistons, brake pads are dimensioned and brake pad surface safety pressures are controlled. Boost ratios of the brake system are calculated. After completing the calculations related to hydraulic brake line, two different solutions for successful regenerative braking and successful transition from regenerative braking to hydraulic braking are stated: Auxiliary Pressured Solution and Rheostatic Solution. The parts used in these solutions (accumulator, pump, resistor) are dimensioned compatible with the hydraulic brake line. Afterwards, these solutions are tested in four different braking modes. These modes consist of scenarios where, driver releases the brake pedal during regenerative braking, battery gets full during regenerative braking, the torque capacity of electric motor becomes insufficient during regenerative braking and the demand for braking acceleration exceeds regenerative braking limits during regenerative braking. Behaviours of Auxiliary Pressured and Rheostatic solutions under different operating modes are explained comprehensively and advantages and disadvantages of the solutions are discussed.

1. GİRİŞ

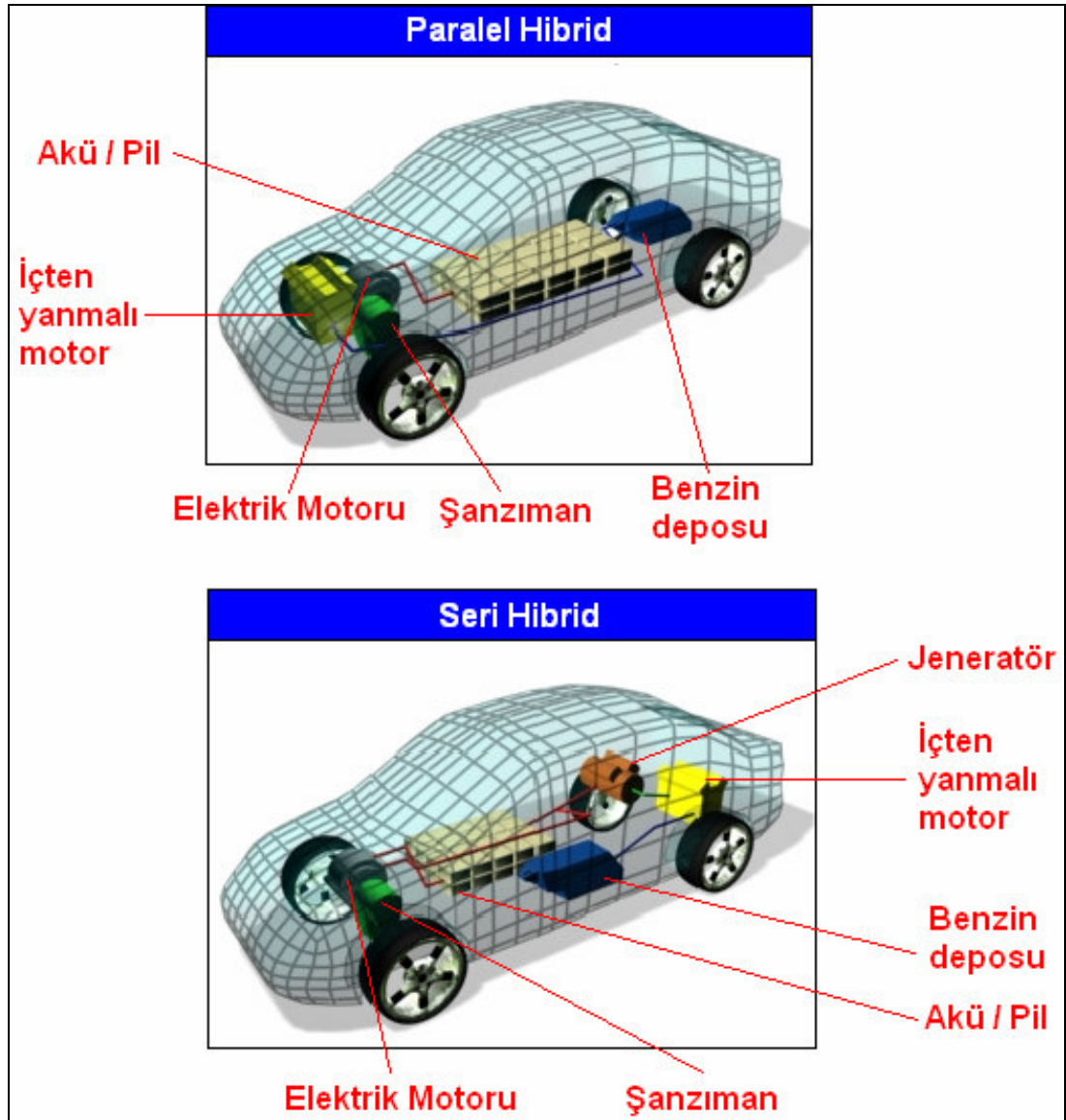
1.1. Ford Transit Hibrid

Ford, Tübitak ve İ.T.Ü'nün ortaklaşa geliştirdiği 'Hibrid Elektrikli Hafif Ticari Araç Projesi' mevcut konvansiyonel ticari aracın hibrid araca dönüştürülmesi prensibine dayanmaktadır. Şekil 1.1'de görülen Ford Transit 9 koltuklu dizel araç, dizel-elektrikli hibrid araca dönüştürülmektedir. Bu sebepten dolayı mevcut aracın frenleme karakteristikleri MATLAB'de (Versiyon: R2007) [3] hesaplanıp, önerilen rejeneratif fren sisteminin aracın var olan fren devresine eklenilmesine çalışılmıştır. Bu projedeki hesaplar gerçekte Ford Transit'in verilerine göre yapılmıştır ancak gizlilik anlaşmasından dolayı veriler (kabin ölçüleri, aks mesafeleri, piston yarıçapları vb.) tezde değiştirilerek kullanılmıştır.



Şekil 1.1: Ford Transit 9 koltuklu

1.2. Hibrid Araçlar ve Regeneratif Frenleme



Şekil 1.2: Paralel ve Seri Hibrid

Tahrik organı olarak hem içten yanmalı motor hem de elektrik motoru kullanan araçlara hibrid araçlar denir. Benzin elektrikli ve dizel elektrikli hibrid araçlar çalışma prensibi olarak ikiye ayrılır, Şekil 1.2’de paralel ve seri hibrid prensipleriyle çalışan hibrid araçların temel bileşenleri görülmektedir. [12]

Paralel hibrid araçlarda hem içten yanmalı motor hem de elektrik motoru aynı anda şanzımanı döndürebilir, şanzıman da aksa bağlı olduğundan araç hem içten yanmalı motor hem de elektrik motor tarafından tahrik edilmiş olur.

Seri hibrid araçlarda içten yanmalı motor bir jeneratörü çalıştırır, bu durumda jeneratör ya aküyü şarj edebilir ya da elektrik motorunu çalıştırabilir; çalışan elektrik motoru şanzımanı, şanzıman da aksı döndürerek aracı tahrik eder. Seri hibrid araçlarda içten yanmalı motor doğrudan tahriğe katılmaz.

Şekil 1.2’de hem paralel hem de seri hibrid araçlardaki elektrik motorları jeneratör olarak da görev yapıp aracı frenlenmede kullanılır, bu sırada üretilen elektrik enerjisi depolanırsa buna rejeneratif frenleme; depolanmayıp bir direnç üzerinden ısı enerjisi olarak dışarı atılırsa buna reostatik frenleme denir. Özellikle küçük frenleme ivmelerinin daha sık ihtiyaç duyulduğu şehiriçi kullanımda elektrik motorları, rejeneratif frenlerden kazanılan enerji ile içten yanmalı motorun çalışmasına gerek kalmadan aracı uzun süre tahrik edebilir. Bu sebepten dolayı hibrid elektrikli araçların menzilleri, konvansiyonel araçların aksine, şehir içinde şehir dışına kıyasla daha uzundur.

Bu tez çalışmasında dinamik frenleme yapabilen bir araçta, hidrolik, rejeneratif ve reostatik frenlemeler arasındaki ilişkiler incelenmiştir. Rejeneratif frenlemenin başarıyla yapılabilmesi ve rejeneratif frenden hidrolik frene başarıyla geçilebilmesi için Yabancı Basıncılı Çözüm ve Reostatik Çözüm olmak üzere iki farklı çözüm önerilmiştir.

2. BOŞ VE YÜKLÜ HALDEKİ FREN HESAPLARI (MATLAB R2007)

2.1. Önemli Taşıt Parameterleri:

Frenleme ivmesi	: $a = 11.772m/s^2$	
Yerçekimi ivmesi	: $g = 9.81m/s^2$	
Bağıl frenleme ivmesi	: $z = a/g = 1.2$	(1.)
Maksimum pedal kuvveti	: $F_{P-Maks} = 350 N$	
Boş haldeki ağırlık	: $G = 21000 N$	
Yüklü haldeki ağırlık	: $G_y = 30000 N$	
Aks mesafesi	: $l = 3400 mm$	
Boş halde ağırlık merkezinin ön aksa olan uzaklığı	: $l_v = 1600 mm$	
Yüklü halde ağırlık merkezinin ön aksa olan uzaklığı	: $l_{v_y} = 1808 mm$	
Boş halde ağırlık merkezinin arka aksa olan uzaklığı	: $l_H = 1800 mm$	
Yüklü halde ağırlık merkezinin arka aksa olan uzaklığı	: $l_{H_y} = 1592 mm$	
Boş halde ağırlık merkezinin yerden yüksekliği	: $h = 800 mm$	
Yüklü halde ağırlık merkezinin yerden yüksekliği	: $h_y = 915 mm$	(2.)
Ön tekerlekler için kuvvet bağlantı katsayısı	: $\mu_v = z$	(3.)
Arka tekerlekler için kuvvet bağlantı katsayısı	: $\mu_H = z$	(4.)

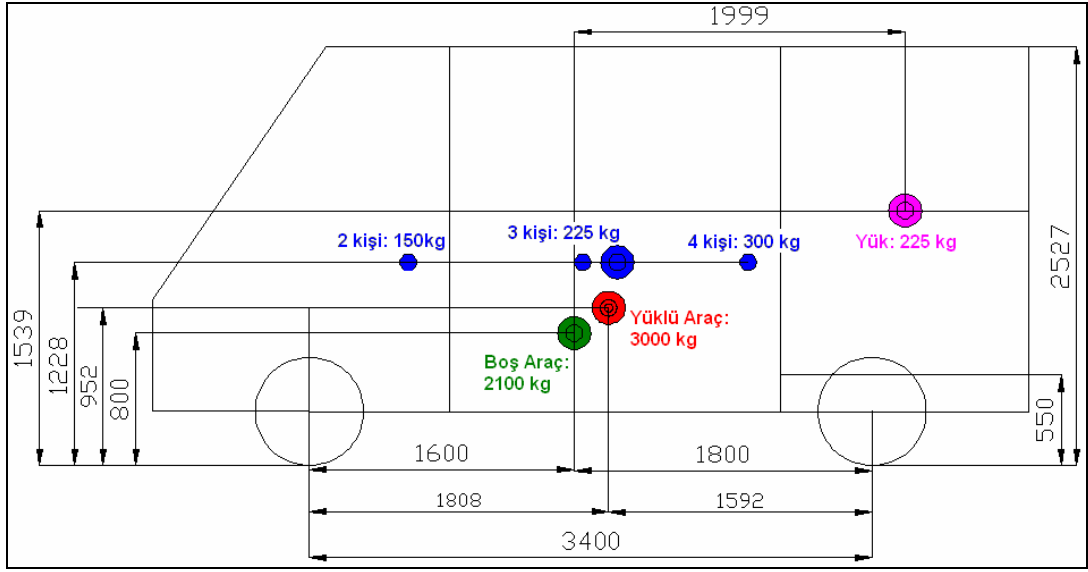
(1.) Araç $F_p = 350 N$ 'lik kuvvetle $z=1$ yerine $z=1.2$ 'lik frenleme yapacakmış gibi hesap yapılırsa, fren sistemi elemanları biraz daha büyük boyutlandırılmış olur; bu da bir emniyet katsayısı sağlar. Bunun sonucu olarak aracın frenleri sertleşir, bu sertleşme sürücüde güven duygusu uyandırır.

(2.) Aslında $h_y = 952 mm$ 'dir ancak süspansiyon çökmesi de 37 mm alınmıştır ve bu da ağırlık merkezinin yerden yüksekliğini azaltmıştır.

(3.) , (4.) Kuvvet bağlantı katsayısı değerleri lastik ile zemin arasındadır ve bu değerler maksimum bağıl frenleme ivmesi değerini belirler. Buradaki hesaplarda μ_v ve μ_H değerlerinin bizim ulaşmaya çalıştığımız z bağıl frenleme ivmesini elde edecek kadar yüksek olduğu varsayılmıştır. Başka bir deyişle araç düzgün asfalt bir zeminde hareket etmektedir.

195 / 70R 15C lastik için dinamik yarıçap	: $r = 0.318m$
Ön frendeki balata yüzeyi sürtünme katsayısı	: $\mu_{V,Balata} = 0.42$
Arka frendeki balata yüzeyi sürtünme katsayısı	: $\mu_{H,Balata} = 0.35$
Efektif yarıçap ön	: $r_{B,V} = 0.130mm$
Efektif yarıçap arka	: $r_{B,H} = 0.120mm$
Ön fren balatası alanı	: $A_{B,V} = 4000mm^2$
Arka fren balatası alanı	: $A_{B,H} = 4000mm^2$
Fren balatası malzemesi için emniyet yüzey basınç değeri	: $p_{em} = 8N/mm^2$
Fren yüzeyi sayısı (S_B kuvvetinin etki ettiği yüzey sayısı)	: $zy = 2$
Ön fren kaliperindeki piston sayısı	: $ps_V = 2$
Arka fren kaliperindeki piston sayısı	: $ps_H = 1$
Fren pedalı çevrim oranı	: $i_p = 4$
Mastır silindir piston yarıçapı	: $r_{MS} = 12mm$
Ön ve arka kaliperlerdeki piston yarıçapları	: $r_p = 22mm$
Fren diski ile balata arasındaki mesafe	: $s_p = 1mm$

2.2. Boş ve Yüklü Haller için Ağırlık Merkezi Değerleri ve Bazı Temel Ölçüler



Şekil 2.1: Ağırlık merkezleri

Şekil 2.1’de AutoCAD’de çizilen, aracın boş haldeki ağırlık merkezi, yükleme şekli ve bu yükleme şekline göre aracın yüklü haldeki ağırlık merkezinin yerleri gösterilmektedir. Küçük mavi merkezler aracın içindeki yolcuların koltuk sıralarına göre ağırlık merkezlerini göstermektedir. Her bir yolcu 75 kg kabul edilmiştir. En önde, şoför koltuğu ve yan yolcu koltuğunda toplam 2 kişi, ortadaki koltuk sırasında yanyana 3 kişi oturmaktadır. En sondaki koltuk sırasında ise yanyana 4 kişi oturmaktadır. Aracın koltuk yükseklikleri ve insanın oturduğu zamanki ağırlık merkezinin yeri göz önüne alındığında, yolcuların ağırlık merkezlerinin yerden yüksekliği 952 mm olmaktadır. Büyük mavi merkez toplam 9 yolcunun (675 kg) ağırlık merkezlerinin bileşkesini göstermektedir.

En arka yükleme kabinde ise 225 kg’lık yük bulunmaktadır. Bu yükün, aracın yükleme kabine homojen dağılacak şekilde yüklendiği düşünülmüştür. Aracın yükleme kabini yerden 550 mm yukarda (yüklemeye yüksekliği) başlamakta ve aracın tavanına kadar uzanmaktadır. Homojen şekilde yükleme yapıldığından dolayı yükün ağırlık merkezi, yükleme kabinin geometrik olarak tam ortasında bulunmaktadır.

Boş aracın ağırlık merkezi, toplam 9 yolcunun ağırlık merkezleri ve yükün ağırlık merkezinin bileşkesi alındığında, şekilde kırmızı merkezle gösterilen ‘Yüklü Araç’ ağırlık merkezini vermektedir. Aracın ağırlık merkezi bu yükleme durumunda 208

mm arka aksa doğru kaymaktadır. Buna ek olarak, yüklenen tüm ağırlıklar aracın boş haldeki ağırlık merkezinin yukarısında yer aldığından aracın yüklü haldeki ağırlık merkezi 152 mm yukarı kaymaktadır.

Ağırlık merkezinin dikey yönde yer değişimi ile ilgili dikkat edilmesi gereken nokta süspansiyon çökmesidir:

Araç 900 kg = 9000 N yüklendiğine göre bir lastiğe düşen yük 2250 N'dir.

Aracın yay sertlik katsayısı $k = 60 \frac{N}{mm}$ kabul edilirse.

Süspansiyon çökmesi

$$F = k \cdot x \text{ 'den } \rightarrow x = \frac{F}{k} = \frac{2250 N}{60 \frac{N}{mm}} \cong 37 mm \text{ bulunur.} \quad [2.1]$$

Buradan yüklü haldeki ağırlık merkezinin yerden yüksekliği

$$h_y = 952 mm - 37 mm = 915 mm \text{ bulunur.}$$

2.3. Frenlemede Oluşan Boş ve Yüklü Haldeki Maksimum Düşey Aks Yükleri

[1] Maksimum düşey aks yükleri hesaplanırken, elde edilmek istenen maksimum frenleme ivmesinden ($a = 11.772 m/s^2$) yola çıkılır. Bu değer yer çekimi ivmesine $g = 9.81 m/s^2$ bölünerek bağıl frenleme ivmesi ($z = a/g = 1.2$) bulunur. Bu hesabın yapılmasının nedeni, en sert frenleme anında akslara düşecek maksimum düşey kuvvetlerin F_z elde edilmek istenmesidir.

Boş:

Yüklü:

$$\text{Ön: } F_{z_v} = G \cdot \left(\frac{l_H}{l} + z \cdot \frac{h}{l} \right) \quad F_{z_{v_y}} = G_y \cdot \left(\frac{l_{H_y}}{l} + z \cdot \frac{h_y}{l} \right) \quad [2.2]$$

$$\text{Arka: } F_{z_H} = G \cdot \left(\frac{l_V}{l} - z \cdot \frac{h}{l} \right) \quad F_{z_{H_y}} = G_y \cdot \left(\frac{l_{V_y}}{l} - z \cdot \frac{h_y}{l} \right) \quad [2.3]$$

$$Fz_V = 17047.1N$$

$$Fz_{V_y} = 23735.3N$$

$$Fz_H = 3952.9 N$$

$$Fz_{H_y} = 6264.7 N$$

$$Fz_V + Fz_H = Fz = G = 21000 N$$

$$Fz_{V_y} + Fz_{H_y} = Fz_y = G_y = 30000 N$$

Not: Hesaplanan $Fz_V, Fz_H, Fz_{V_y}, Fz_{H_y}$ değerleri aks yükleridir, tekerlek yükleri bu değerlerin yarısıdır.

2.4. Frenlemede Oluşan Boş ve Yüklü Haldeki Maksimum Fren Kuvvetleri

[1] Maksimum fren kuvveti, $z=0.8028$ 'lik bağıl frenleme ivmesini elde etmek için uygulanması gereken fren kuvveti demektir. Daha önceden de bahsedildiği gibi (2. , 3.) μ_V ve μ_H değerlerinin ulaşılmaya çalışılan z bağıl frenleme ivmesini elde edecek kadar yüksek olduğu varsayılmıştır (yol zemini bunu sağlamaktadır). Bu sebepten dolayı formülde μ_V ve μ_H yerine z yazılabilir.

Boş:

Yüklü:

$$\text{Ön:} \quad B_V = Fz_V \cdot \mu_V \rightarrow B_V = Fz_V \cdot z \rightarrow B_{V_y} = Fz_{V_y} \cdot z \quad [2.4]$$

$$\text{Arka:} \quad B_H = Fz_H \cdot \mu_H \rightarrow B_H = Fz_H \cdot z \rightarrow B_{H_y} = Fz_{H_y} \cdot z \quad [2.5]$$

$$\text{Ön:} \quad B_V = 20456.5N \quad \rightarrow B_{V_y} = 28482.4 N$$

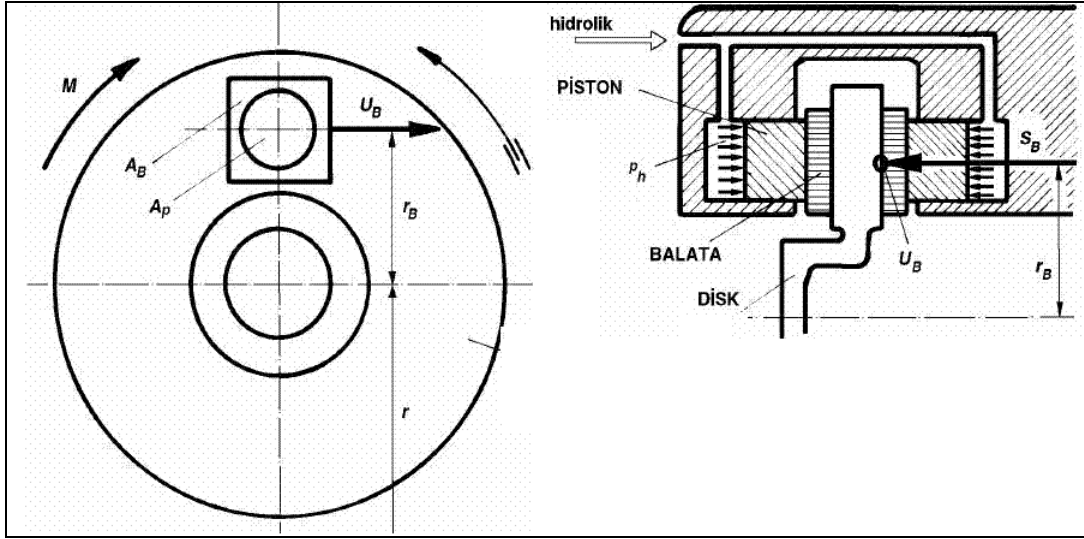
$$\text{Arka:} \quad B_H = 4743.5 N \quad \rightarrow B_{H_y} = 7517.6 N$$

$$\text{Toplam:} \quad B_T = 25200N \quad \rightarrow B_{T_y} = 36000 N$$

$$\text{Sağlama:} \quad B_T = G \cdot z = 21000 \cdot 1.2 = 25200 \quad \rightarrow B_{T_y} = G_y \cdot z = 30000 \cdot 1.2 = 36000$$

2.5. Boş ve Yüklü Haldeki Balata Yüzey Emniyeti Basıncı Hesabı

Yüzey emniyet basıncı hesabı yapılırken öncelikle jant göbeğinde oluşan maksimum frenleme momenti bulunmalıdır. Daha sonra bu momentten yola çıkarak fren diskine etkiyen çevresel kuvvet (U_b) ve baskı kuvveti (S_b) bulunur. Baskı kuvveti değerinden de bir milimetrekarelik balata yüzeyine gelen yüzey basıncı hesaplanır. Bu değer emniyet basıncı değerinden (p_{em}) yüksek olmamalıdır.



Şekil 2.2: Fren diski ve kaliperin içi

M : jant göbeğine gelen frenleme momenti

U_B : jant göbeğine gelen frenleme momentini dengelemek için r_B mesafesinden uygulanması gereken çevre kuvveti

S_B : U_B çevre kuvvetinin oluşturulabilmesi için kaliperdeki piston tarafından balata yüzeyine uygulanması gereken baskı kuvveti

p_h : S_b baskı kuvvetinin oluşturulabilmesi için fren hidroliği tarafından pistonun birim yüzey alanına ($1/mm^2$) uygulanan basınç ($p_h < p_{em}$ olmalı)

Not: Şekil 2.2'de A_p yüzey alanına sahip piston balata yüzeyine hidrolik basıncı uygular. Bu pistondan ön kaliperlerde 2'şer, arka kaliperlerde 1'er tane vardır. Piston sayısı, piston tarafından balatanın birim yüzey alanına ($1/mm^2$) uygulanan basıncı etkilemez, sadece etki eden yüzey alanı arttığından, toplam fren basıncı artar. Frenleme sırasında ön frenlere daha çok yük bindiğinden (ağırlık ön aksa doğru kayıyor) önde 2 piston kullanılarak gerekli fren basınçlarının elde edilebilmesi sağlanır.

Jant göbeğindeki frenleme momenti (M) :

	<u>Boş:</u>	<u>Yüklü:</u>	
Ön:	$M_V = r \cdot \frac{B_V}{2}$	$M_{V_y} = r \cdot \frac{B_{V_y}}{2}$	[2.6]

Arka:	$M_H = r \cdot \frac{B_H}{2}$	$M_{H_y} = r \cdot \frac{B_{H_y}}{2}$	[2.7]
-------	-------------------------------	---------------------------------------	-------

Ön:	$M_V = 3252.6 Nm$	$M_{V_y} = 4528.7 Nm$
-----	-------------------	-----------------------

Arka:	$M_H = 754.2 Nm$	$M_{H_y} = 1195.3 Nm$
-------	------------------	-----------------------

Çevre kuvveti (U_B) :

	<u>Boş:</u>	<u>Yüklü:</u>	
Ön:	$U_{B,V} = \frac{M_V}{r_{B,V}}$	$U_{B,V_y} = \frac{M_{V_y}}{r_{B,V}}$	[2.8]

Arka:	$U_{B,H} = \frac{M_H}{r_{B,H}}$	$U_{B,H_y} = \frac{M_{H_y}}{r_{B,H}}$	[2.9]
-------	---------------------------------	---------------------------------------	-------

Ön:	$U_{B,V} = 25020 N$	$U_{B,V_y} = 34836 N$
-----	---------------------	-----------------------

Arka:	$U_{B,H} = 6285.2 N$	$U_{B,H_y} = 9960.9 N$
-------	----------------------	------------------------

Baskı kuvveti (S_B):

	<u>Boş:</u>	<u>Yüklü:</u>	
Ön:	$S_{B,V} = \frac{U_{B,V}}{\mu_{V,Balata} \cdot zy \cdot ps_V}$	$S_{B,V_y} = \frac{U_{B,V_y}}{\mu_{V,Balata} \cdot zy \cdot ps_V}$	[2.10]

Arka:	$S_{B,H} = \frac{U_{B,H}}{\mu_{H,Balata} \cdot zy \cdot ps_H}$	$S_{B,H_y} = \frac{U_{B,H_y}}{\mu_{H,Balata} \cdot zy \cdot ps_H}$	[2.11]
-------	--	--	--------

Ön:	$S_{B,V} = 14893 N$	$S_{B,V_y} = 20736 N$
-----	---------------------	-----------------------

Arka:	$S_{B,H} = 8978.8 N$	$S_{B,H_y} = 14230 N$
-------	----------------------	-----------------------

S_B baskı kuvveti hesaplanırken kaliperlerdeki piston sayıları ps_V, ps_H önem taşır. Kaliperdeki piston sayısı arttıkça U_B çevre kuvvetini yaratmak için gerekli S_B baskı kuvveti azalır çünkü baskı kuvvetinin etkiye noktası piston sayısı ile artmaktadır.

Balata basıncı (p_h) – emniyet basıncı ($p_{em} = 8 \frac{N}{mm^2}$) karşılaştırması :

	<u>Boş:</u>	<u>Yüklü:</u>	
Ön:	$p_{h,V} = \frac{S_{B,V}}{A_{B,V}}$	$p_{h,V_y} = \frac{S_{B,V_y}}{A_{B,V}}$	[2.12]

Arka:	$p_{h,H} = \frac{S_{B,H}}{A_{B,H}}$	$p_{h,H_y} = \frac{S_{B,H_y}}{A_{B,H}}$	[2.13]
-------	-------------------------------------	---	--------

Ön:	$p_{h,V} = 3.72 < p_{em}$	✓	$p_{h,V_y} = 5.18 < p_{em}$	✓
-----	---------------------------	---	-----------------------------	---

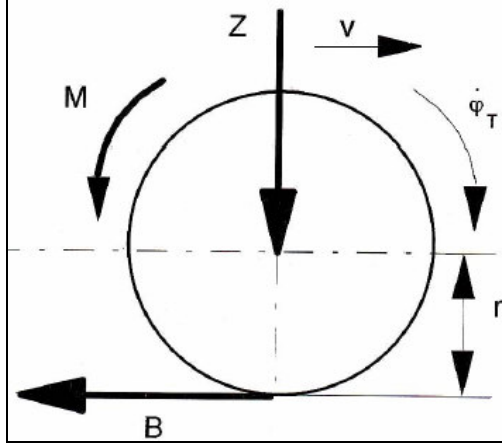
Arka:	$p_{h,H} = 2.24 < p_{em}$	✓	$p_{h,H_y} = 3.55 < p_{em}$	✓
-------	---------------------------	---	-----------------------------	---

Balatalarda oluşacak basınç yüzey emniyet değerinin altındadır.

2.6. Çevrim Oranı

[1] Ön ve arka akslardaki frenleme kuvvetleri birbirinden farklıdır; çevrim oranı maksimum bağıl frenleme ivmesini elde etmek için gerekli frenleme kuvvetleri arasından büyük olan seçilerek hesaplanır. Daha önceden hesaplanan:

	<u>Boş:</u>		<u>Yüklü:</u>
Ön:	$B_V = 20456.5 N$	→	$B_{V_y} = 28482.4 N$
Arka:	$B_H = 4743.5 N$	→	$B_{H_y} = 7517.6 N$



Şekil 2.3: Lastiğe etkiyen fren kuvveti

Şekil 2.3’de gösterilen ve tek lastiğe etki eden B fren kuvveti aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$B_{V_y-SAG} = B_{V_y-SOL} = \frac{B_{V_y}}{2} = 14241.2N \quad [2.14]$$

Bu fren kuvvetinin jant göbeğinde ne kadarlık bir moment oluşturduğu bulunur:

$$M_{V_y} = r \cdot \frac{B_{V_y}}{2} \Rightarrow M_{V_y} = 4528.7 Nm \text{ (Buradaki } r = 0.318m \text{ dinamik lastik yarıçapıdır.)}$$

Bu momenti karşılamak için fren diski üzerinde ne kadarlık bir çevre kuvveti yaratılması gerektiği hesaplanır:

$$U_{B,V_y} = \frac{M_{V_y}}{r_{B,V}} \Rightarrow U_{B,V_y} = 34836 N \quad [2.15]$$

(Buradaki $r_{B,V} = 0.130mm$ efektif yarıçaptır.)

$$U_{B,V_y} = Ub_{maks} = 34836 N$$

Son olarak da bu çevre kuvvetini yaratmak için ne kadarlık baskı kuvveti uygulanması gerektiği bulunur:

$$S_{B,V_y} = \frac{U_{B,V_y}}{\mu_{V,Balata} \cdot zy \cdot psv} = 20736N \quad \rightarrow \quad S_{B,V_y} = Sp_{maks} = 20736N \quad [2.16]$$

(Buradaki $psv = 2$ ön kaliperdeki piston sayısıdır)

$z=1.2$ ’lik bağıl frenleme ivmesini elde etmek için gerekli frenleme kuvveti değerleri arasından yüklü durumdaki ön aks fren kuvveti $B_{V_y} = 28482.4 N$ değeri çevrim oranı hesabında kullanılır. Çevrim oranı hesaplanırken tüm değerler tek lastiğe indirgenmelidir.

İki tip çevrim oranı vardır:

1- Maksimum çevre kuvvetinin maksimum baskı kuvvetine oranı

$$C_v^* = \frac{Ub_{maks}}{Sp_{maks}} = 1.68 \quad [2.17]$$

Dikkat: $C_v^* = \mu.zy$ denkleminde $zy=2$ değil 4'tür, çünkü yukarıda bahsedildiği gibi $p_{sv} = 2$ olduğundan yüzey sayısı 2'den 4'e çıkmaktadır.

2- Maksimum baskı kuvvetinin maksimum pedal kuvvetine oranı

$$i = \frac{Sp_{maks}}{Fp_{maks}} = 59.2 \quad [2.18]$$

Bu değer kaliperdeki bir pistonun fren diskine bir yüzeyden uyguladığı kuvvetle, sürücünün pedala basma kuvveti arasındaki orandır. İleride karşılaşılabilecek hesaplarda yararlanılacak olan çevrim oranı değeri budur.

2.7. Mastır Silindir Hesapları

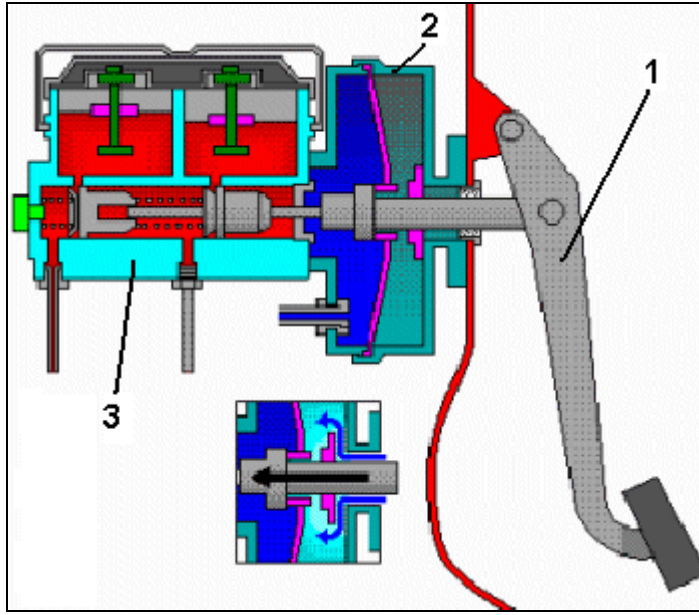
2.7.1. Maksimum Basınç

[2,14] Frenleme anında mastır silindirde oluşturulan basınç hidrolik hattından (borulardan) geçerek kaliperlerdeki pistonlara ulaşır; bu yüzden mastır silindirdeki basınç her zaman kaliperlerdeki pistonlara etki eden hidrolik basınca eşittir. Dolayısıyla eğer kaliperdeki pistonun uyguladığı maksimum baskı kuvvetini $S_{B,Vy}$, piston alanına bölersek, pistona etkileyen maksimum basıncı yani mastır silindirde oluşturulan maksimum basıncı bulmuş oluruz.

$$P = \frac{F}{A} = \frac{S_{B,Vy}}{A_p} = \frac{S_{B,Vy}}{r_p^2 \cdot \pi} = \frac{20736 N}{1520 mm^2} \Rightarrow P = 13.6 MPa = 136 bar \quad [2.19]$$

$P_{MS} = 13.6 MPa$ 'lık bu basınca $F_p = 350 N$ 'lik pedal kuvvetinde ulaşılır.

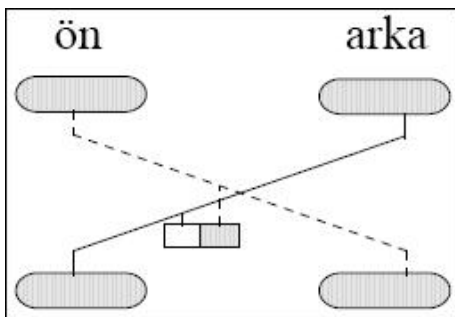
2.7.2. Hacim



Şekil 2.4: Hidrolik fren elemanları

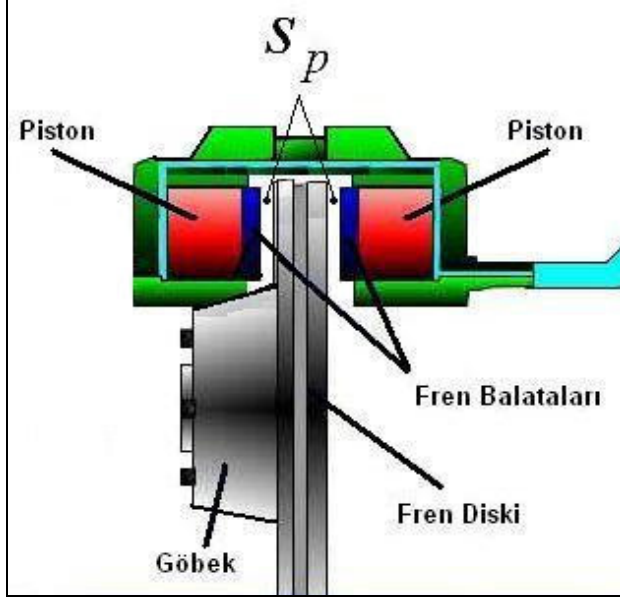
Şekil 2.4’de fren pedalı (1), vacuum booster (2) ve master silindir (3) görülmektedir. Master silindir birbirini etkileyen iki ayrı hazneden oluşmaktadır; her bir hazne ayrı bir devreye bağlanır ve iki devreli fren sistemi elde edilmiş olur.

Master silindirin hacmi ile bahsedilen silindir içindeki toplam hidrolik hacmi değil silindirin toplam stroke hacmidir. Fren pedalına basıldığında master silindir içindeki pistonlar ileri doğru ötelenirler; bu ötelenme sırasında taradıkları hacim kadar fren hidroliği fren borularından geçer ve kaliperlerdeki pistonları ileri iterek balataların fren diskine temas etmesini sağlar. Master silindirin bir devresinin stroke hacmini bulabilmek için o devrenin bağlı olduğu tekerlerdeki pistonların çapları ve balatanın fren diskine olan mesafesi bilinmelidir.



Şekil 2.5: Çapraz bağlı fren devresi

Şekil 2.5’de master silindirin haznelerinden çıkan iki çapraz devre görülmektedir. Bu devrelerden biri sağ ön ve sol arka; diğeri sol ön ve sağ arka tekerlerdeki kaliperlere hidrolik basıncı sağlamaktadır.



Şekil 2.6.: Kaliperin içi

Şekil 2.6’da hidrolik basıncın fren diskine iki taraftan etki ettiği görülmektedir. Balataların iki taraftan da fren diskine değebilmesi için pistonların iki taraftan da $s_p = 1\text{ mm}$ ’lik mesafeyi katetmeleri gerekir. Bu mesafe pistonun yüzey alanı ile çarpıldığında sadece bir tarafta oluşturulması gereken hidrolik hacmi orataya çıkar.

Fren yüzeyi sayısı (S_B kuvvetinin etki ettiği yüzey sayısı) : $zy = 2$

Ön fren kaliperindeki piston sayısı : $ps_V = 2$

Arka fren kaliperindeki piston sayısı : $ps_H = 1$

Ön ve arka kaliperlerdeki piston yarıçapları : $r_p = 22\text{ mm}$

Fren diski ile balata arasındaki mesafe : $s_p = 1\text{ mm}$

Mastır silindirin bir haznesi ön ve arkadaki birer tekere hidrolik basınç sağladığından, bir haznenin stroke hacmi şu şekilde hesaplanır:

$$A_p = r_p^2 \cdot \pi \quad [2.20]$$

$$V_S = zy \cdot ps_V \cdot s_p \cdot A_p + zy \cdot ps_H \cdot s_p \cdot A_p \quad [2.21]$$

$$V_S = 9.1\text{ cm}^3$$

bir haznenin stroke hacmi olarak bulunur.

Mastır silindirin toplam stroke hacmi ise,

$$V_{MS} = 2 \times V_S \Rightarrow V_{MS} = 18.2\text{ cm}^3 \text{ ’tür.} \quad [2.22]$$

2.7.3. Kuvvetlendirme Oranları

2.7.3.1. Mastır Silindir – Kaliper Arası Kuvvetlendirme Oranı

[14] Mastır silindir ile fren kaliperlerdeki pistonların basınçları aynı olmasına rağmen bu iki elemanın yüzey alanları birbirinden farklıdır. Kaliperdeki pistonların yüzey alanları, mastır silindire göre daha büyük dizayn edilir, böylece mastır silindir – kaliper arasında da bir kuvvetlendirme oranı elde edilmiş olur. Yüzey alanları oranı kuvvetlendirme oranını verir.

Mastır silindir – kaliper arası kuvvetlendirme oranı 3 - 4 mertebelerindedir; mastır silindir yarıçapı kaliperlerdeki piston yarıçapının yarısına yakın bir değer seçilir.

$r_{MS} = 12\text{ mm}$ için kuvvetlendirme oranı aşağıdaki gibi hesaplanır,

$$KO_{MS} = \frac{A_p}{A_{MS}} = \frac{22^2 \cdot \pi}{12^2 \cdot \pi} = \frac{1520\text{ mm}^2}{452\text{ mm}^2} \cong 3.4 \quad [2.23]$$

2.7.3.2. Vacuum Booster Kuvvetlendirme Oranı

[13,14] Fren sisteminin toplam çevrim oranını etkileyen elemanlar sırasıyla pedal, vacuum booster, ve de mastır silindir – kaliper yüzey alanı oranıdır. Buna göre önceden hesaplanan değerler alt alta yazıldığında:

Toplam Çevrim Oranı:
$$i = \frac{Sp_{maks}}{Fp_{maks}} = 59.2$$

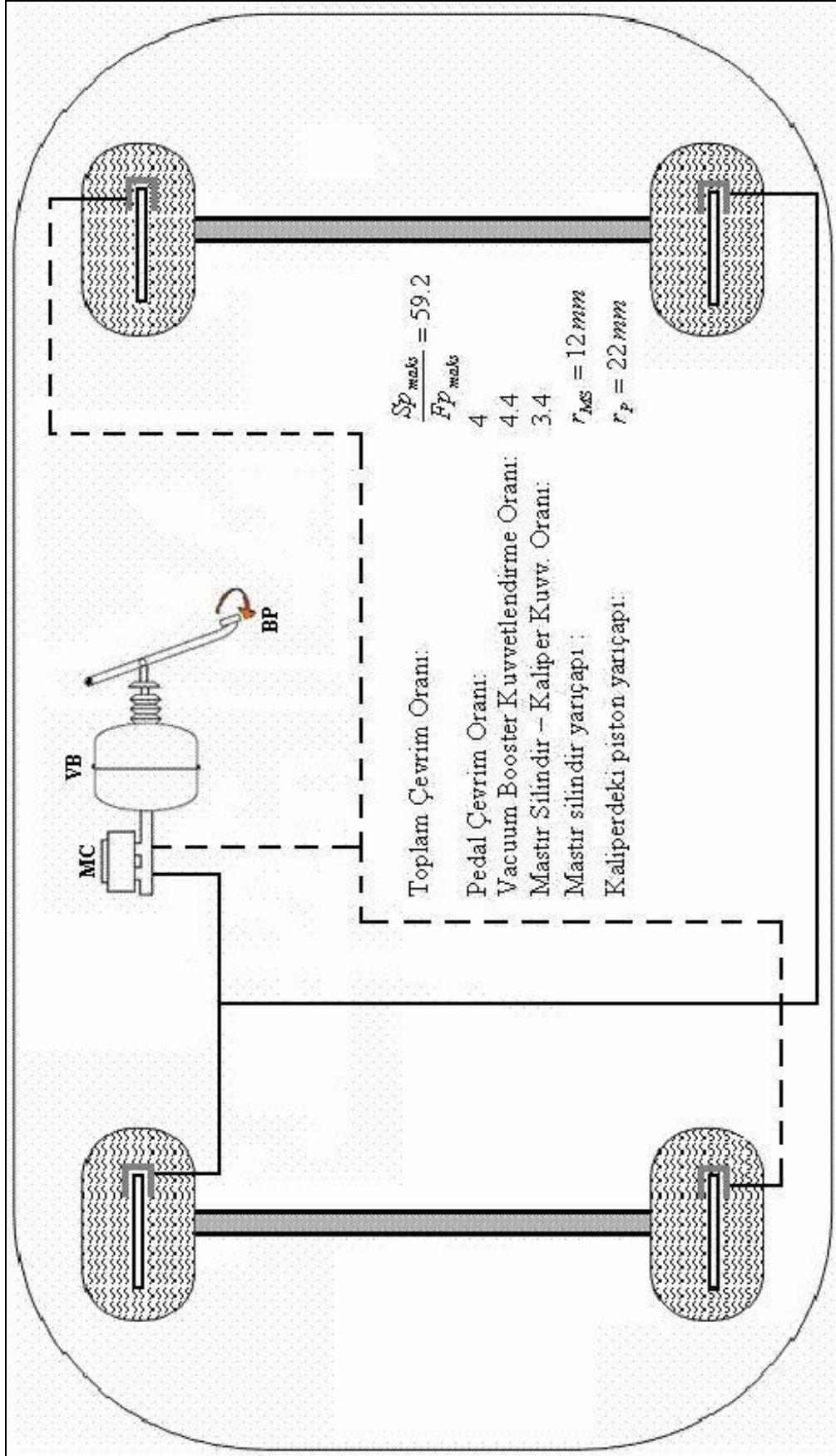
Pedal Çevrim Oranı:
$$i_p = 4$$

Mastır Silindir – Kaliper Kuvvetlendirme Oranı:
$$KO_{MS} = 3.4$$

Bu değerler kullanılarak Vacuum Booster kuvvetlendirme oranı:

$$KO_{VB} = \frac{i}{i_p \cdot KO_{MS}} \Rightarrow KO_{VB} = 4.4 \text{ bulunur.} \quad [2.24]$$

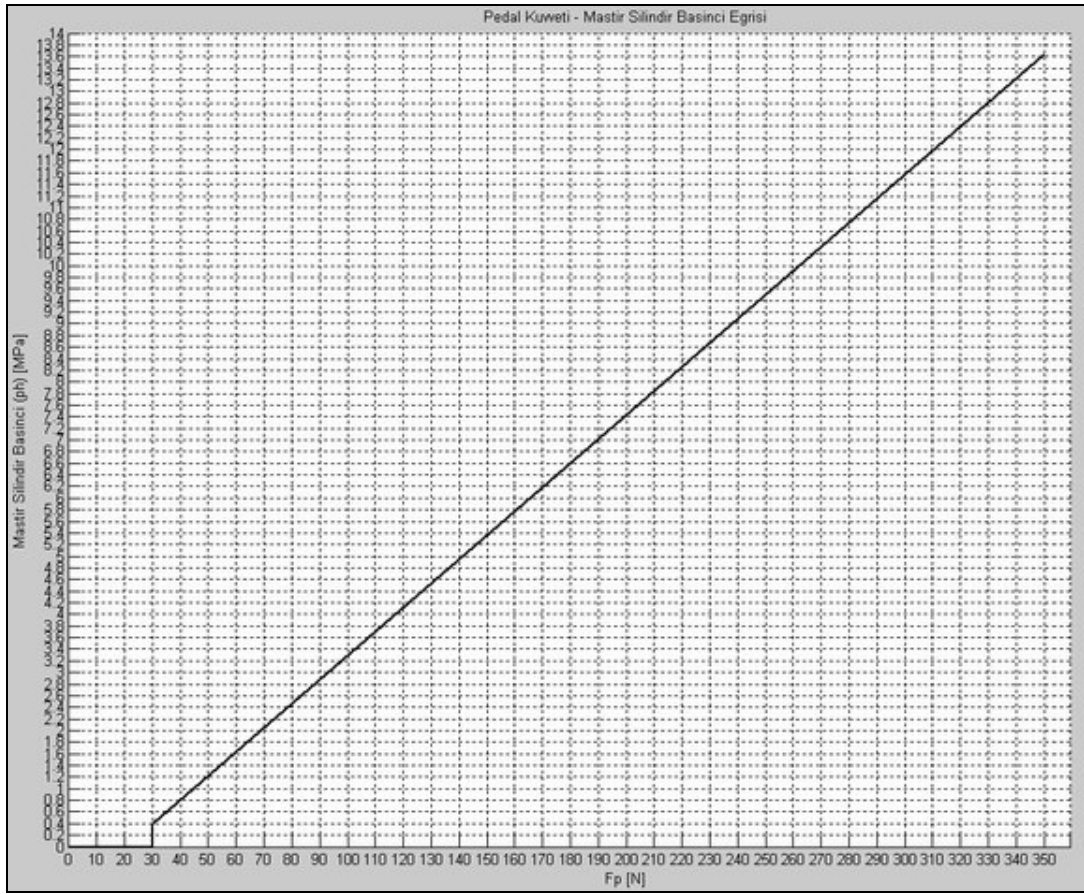
Şekil 2.7’de hidrolik fren devresi elamanları bu elemanların kuvvetlendirme oranları ile çevrim oranları gösterilmiştir.



Şekil 2.7: Hidrolik Fren Devresi ve Çevrim/Kuvvetlendirme Oranları

2.7.4. Mastır Silindir Basıncı Değişimi

Mastır silindirin basıncı sürücü pedala bastıkça artar. Ancak bu basınç artışı $F_p = 30\text{ N}$ değerine kadar başlamaz çünkü vacuum booster ancak 30 N’lik pedal kuvvetinden sonra devreye girer. 30 N’lik pedal kuvvetinde mastır silindir içindeki basınç $p_h = 0.4\text{ MPa}$ ’ya yani 4 bar’a ulaşır ve daha sonra pedala basıldıkça doğrusal olarak yükselir. Mastır silindir basıncının artışı vacuum booster’ın karakteristiğinden etkilenir. Şekil 2.8’deki grafik hazırlanırken fren sistemindeki mekanik gecikmelerin olmadığı varsayılmıştır.



Şekil 2.8: Pedal Kuvveti – Mastır Silindir Basıncı Değişimi

2.8. Bağıl Frenleme İvmesi ile Değişen Boş ve Yüklü Hallerdeki Aks Yükleri

[1] z , 0 - 1.2 arası değerler aldığında $F_{z_v}, F_{z_H}, F_{z_{v_y}}, F_{z_{H_y}}$ değerlerinin değişimi

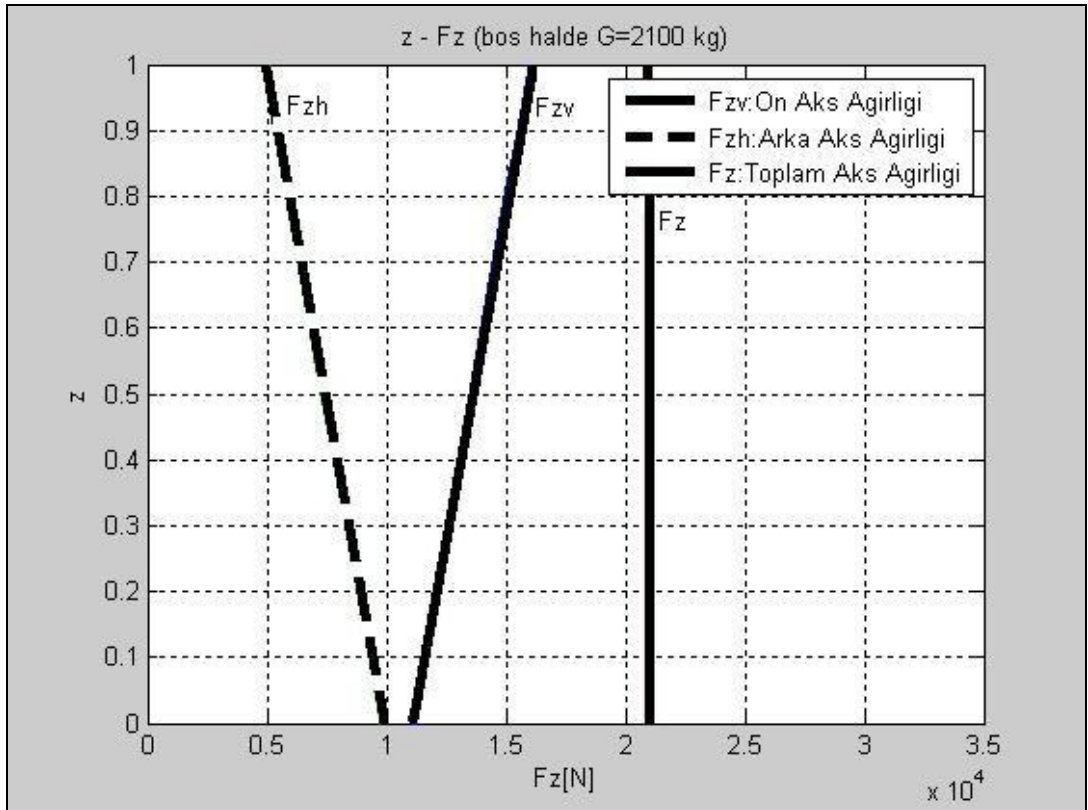
Boş:

Yüklü:

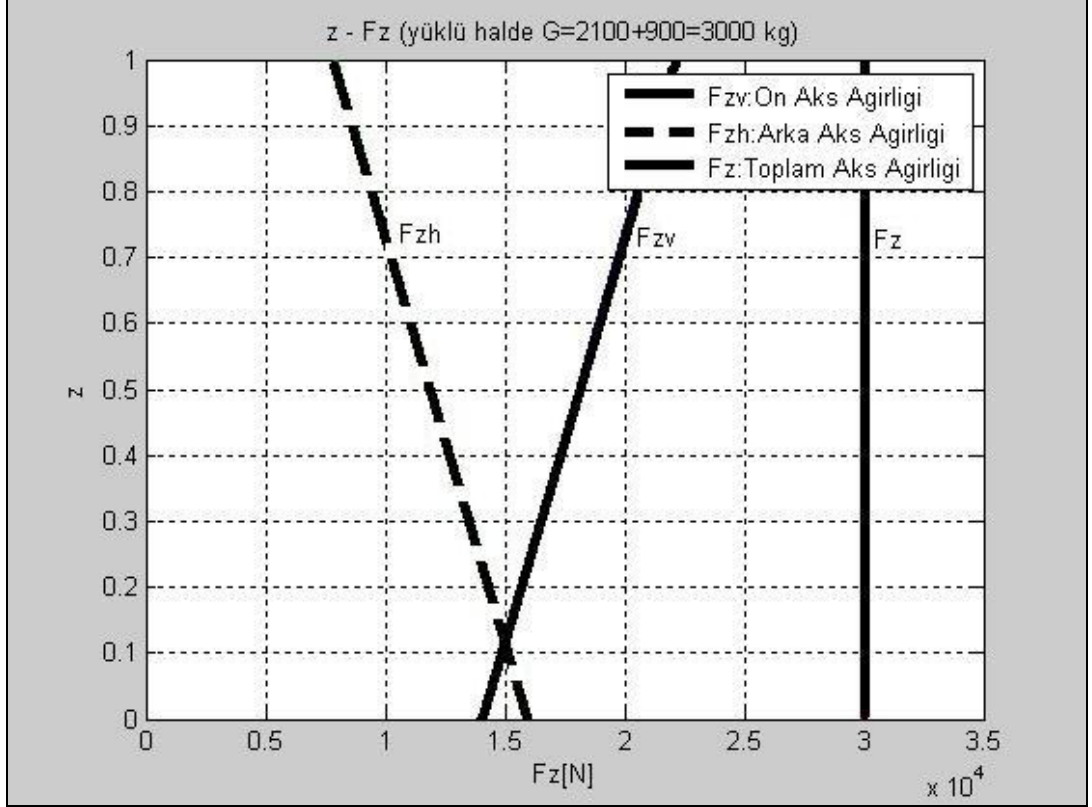
$$\text{Ön: } F_{z_v} = G \cdot \left(\frac{l_H}{l} + z \cdot \frac{h}{l} \right) \quad F_{z_{v_y}} = G_y \cdot \left(\frac{l_{H_y}}{l} + z \cdot \frac{h_y}{l} \right) \quad [2.25]$$

$$\text{Arka: } F_{z_H} = G \cdot \left(\frac{l_v}{l} - z \cdot \frac{h}{l} \right) \quad F_{z_{H_y}} = G_y \cdot \left(\frac{l_{v_y}}{l} - z \cdot \frac{h_y}{l} \right) \quad [2.26]$$

z bağıl ivme değerinin artması demek, $z = a/g$ 'den a değerinin artması demektir. Yani aracın frenleme ivmesinin zamanla arttığı düşünülmüştür. Bu artış sonucunda ön aksa düşen yük gittikçe artar, arka aksa düşen yük gittikçe azalır. Ön ve arka aksalara düşen yükler, aracın boş ve yüklü halleri için Şekil 2.9 ve 2.10'da anlatılmıştır.



Şekil 2.9: Aks yükünün bağıl frenleme ivmesi ile değişimi (boş halde)



Şekil 2.10: Aks yükünün bağıl frenleme ivmesi ile değişimi (yüklü halde)

2.9. Yüklü Haldeki Fren Kuvvetinin Pedal Kuvvetine Bağlı Değişimi

[1] Yüklü halde daha yüksek frenleme kuvvetlerine gerek duyulacağından ve de emniyet gerekçeleri sebebiyle hesaplar yüklü hal için yapılmıştır. $F_p = 350 N$ maksimum pedal kuvvetinde $z = 1.2$ 'lik frenleme yapılacağı düşünülmüştür.

$$B = 2 \cdot (p_h \cdot A \cdot z \cdot \mu_{Balata} \cdot r_B \cdot \frac{1}{r}) \quad [2.27]$$

→ $F_p = 30 N$ 'ye kadar vacuum booster devreye girmediğinden mastır silindirde basınç oluşmaz ve bu yüzden frenleme kuvveti 0'dır.

$$0 < F_p < 30 N \rightarrow p_h = 0 \rightarrow B_{V_y} = 0, B_{H_y} = 0, B_{T_y} = 0$$

→ $F_p = 30 N$ 'de vacuum booster devreye girmekte ve mastır silindir basıncı $p_h = 0.4 MPa$ 'ya çıkmaktadır.

$$F_p = 30N, p_h = 0.4MPa$$

$$\rightarrow B_{V_y} = 2.(p_h.A_V.zy.ps_V.\mu_{V,Balata}.r_{B,V}.\frac{1}{r}) \rightarrow B_{V_y} = 835.4N$$

$$\rightarrow B_{H_y} = 2.(p_h.A_H.zy.ps_H.\mu_{H,Balata}.r_{B,H}.\frac{1}{r}) \rightarrow B_{H_y} = 321N$$

$$\rightarrow B_{T_y} = B_{V_y} + B_{H_y} \quad \rightarrow B_{T_y} = 1156.7N$$

F_p 30 ile 350 N arasında, pedal kuvveti arttıkça mastır silindir basıncı da lineer artmaktadır.

$$30 < F_p < 350, 0.4MPa < p_h < 13.6MPa$$

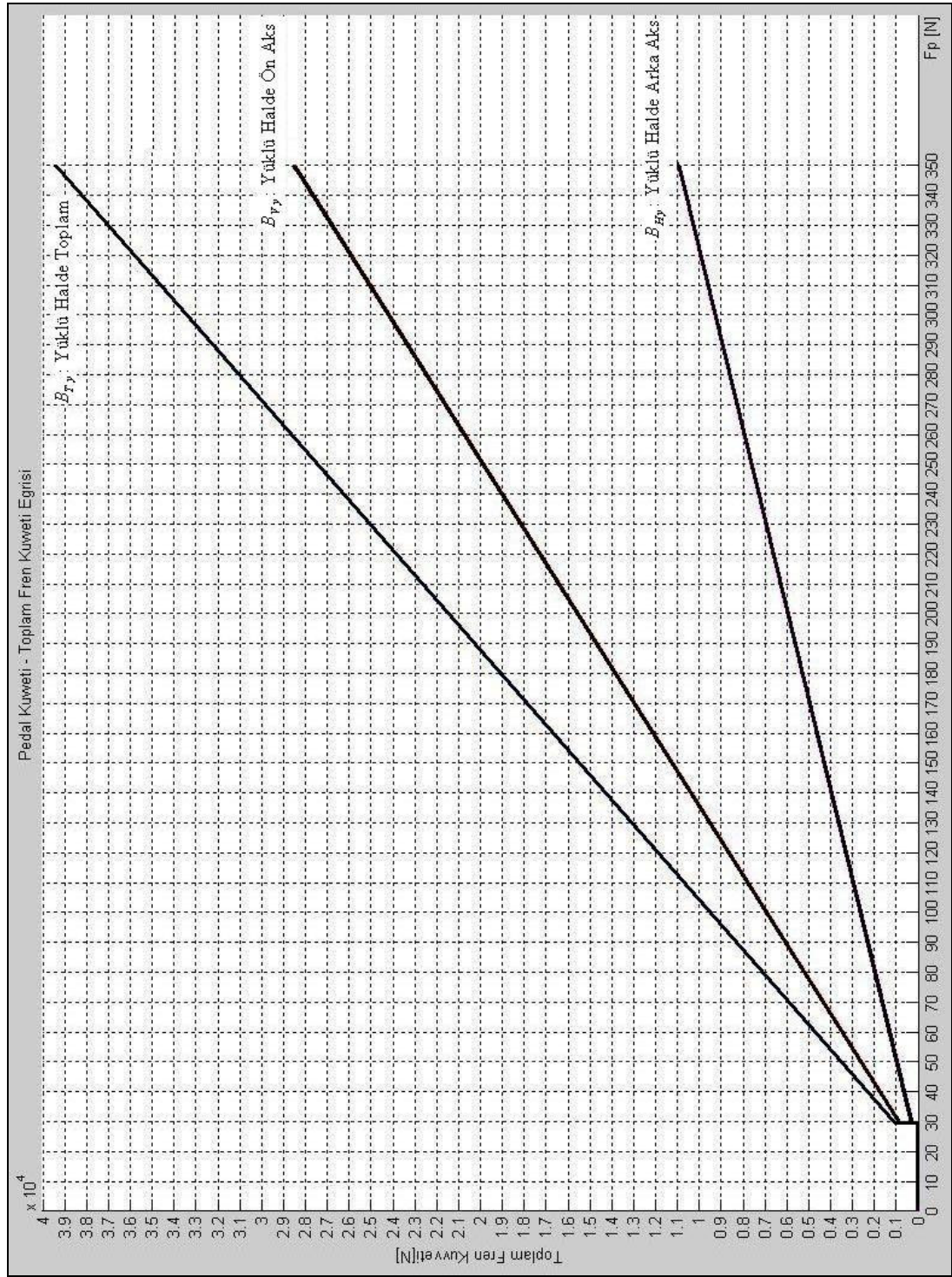
$$\rightarrow B_{V_y} = 2.(p_h.A_V.zy.ps_V.\mu_{V,Balata}.r_{B,V}.\frac{1}{r})$$

$$\rightarrow B_{H_y} = 2.(p_h.A_H.zy.ps_H.\mu_{H,Balata}.r_{B,H}.\frac{1}{r})$$

$$\rightarrow B_{T_y} = B_{V_y} + B_{H_y}$$

Yukarıdaki formüller kullanılarak p_h 'nin değişen değerleri için $B_{V_y}, B_{H_y}, B_{T_y}$ değerleri Matlab'de hesaplanmıştır. Şekil 2.11'de yüklü durum için hesapları yapılan fren kuvvetinin pedal kuvvetine göre değişimi grafiği görülmektedir.

Fren kuvvetinin pedal kuvvetine göre değişim hesapları sadece yüklü hal için yapılmıştır, çünkü en yüksek fren kuvvetleri yüklü halde iken ortaya çıkar, fren elemanlarının boyutlandırmaları yüklü hal için yapılmalıdır.



Şekil 2.11: Pedal Kuvveti – Fren Kuvveti Eğrileri

2.10. Boş ve Yüklü Haldeki İdeal Fren Eğrileri

[1] İdeal fren eğrileri çizilirken birim ağırlık başına düşen fren kuvveti verilerinden yararlanılır. Bu veriler z 'nin bir fonksiyonudur ve z 'nin 0 ile 1 arasında değişen değerleri için hesaplanır.

$z = 0-1$ arası değerler için

	<u>Boş:</u>	<u>Yüklü:</u>	
Ön:	$\frac{B_V}{G} = z \cdot \left(\frac{l_h}{l} + z \cdot \frac{h}{l} \right)$	$\frac{B_{V_y}}{G_y} = z \cdot \left(\frac{l_{h_y}}{l} + z \cdot \frac{h_y}{l} \right)$	[2.28]

Arka:	$\frac{B_H}{G} = z \cdot \left(\frac{l_v}{l} - z \cdot \frac{h}{l} \right)$	$\frac{B_{H_y}}{G_y} = z \cdot \left(\frac{l_{v_y}}{l} - z \cdot \frac{h_y}{l} \right)$	[2.29]
-------	--	--	--------

Not: Burada da parantezlerin dışındaki z çarpanları aslında μ_V ve μ_H 'dir. Ancak ideal durumdaki frenleme hesabı yapıldığından $z = \mu_V = \mu_H$ alınabilir.

2.11. Sabit Fren Dağılımı Eğrisi Hesapları

[13] Bir aracın fren dağılımı eğrisi, aracın toplam fren kuvvetinin ön ve arka akslara hangi yüzdelerle dağıldığını gösterir. Günümüz araçlarında hidrolik sistemlerde oynama yaparak fren dağılımını ayarlama yoluna gidilmekten çok; ön ve arka fren disklerinin çaplarını, ön ve arkada kullanılan balataların sürtünme katsayılarını ve kaliper içindeki piston sayılarını değiştirerek bu fren dağılımı elde edilmeye çalışılır. Fren kuvvetlerindeki farkı yaratan mekanik bileşenlerin boyutları ve sayılarıdır.

$$\mu_{V,Balata} = 0.42 \text{ (ön fren balatası sürtünme katsayısı)}$$

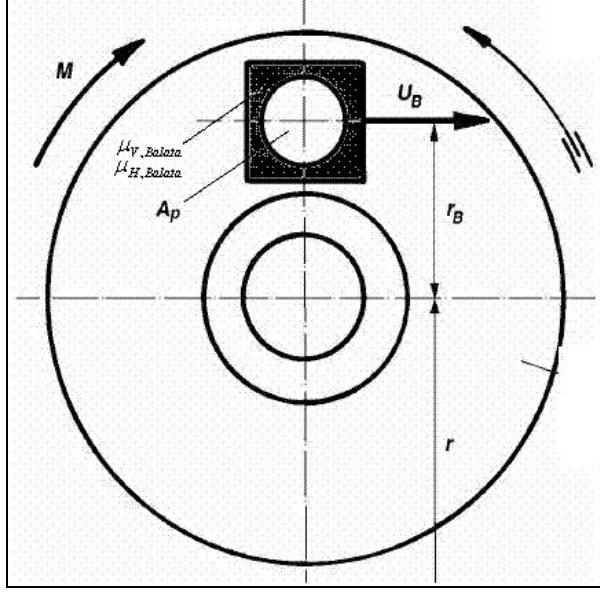
$$\mu_{H,Balata} = 0.35 \text{ (arka fren balatası sürtünme katsayısı)}$$

$$r_{B,V} = 0.130mm \text{ (ön fren disk efektif yarıçap)}$$

$$r_{B,H} = 0.120mm \text{ (arka fren disk efektif yarıçap)}$$

$$ps_V = 2 \text{ (ön kaliperdeki piston sayısı, baskı kuvvetini arttırmak için sağ ve solda 2'şer tane)}$$

$$ps_H = 1 \text{ (arka kaliperdeki piston sayısı)}$$



Şekil 2.12'de görülen fren diskinin çapı küçüldükçe, efektif yarıçap r_B de küçülür bu da uygulanacak frenleme momentini azaltır. Aynı şekilde $\mu_{V,Balata}$ ve $\mu_{H,Balata}$ değerlerindeki değişimler ve şekilde A_p yüzeyine sahip piston sayısının da değişimi frenleme momentini, dolayısıyla frenleme kuvvetini değiştirir.

Şekil 2.12: Fren kuvvetini etkileyen mekanik faktörler

Aşağıdaki hesaplamalarda ön ve arka frenlerdeki mekanik bileşenlerle elde edilebilecek frenleme kuvvetinin oranı hesaplanmıştır. Bu oran, fren dağılımını gösterir.

Fren momentleri μ_{Balata} , r_B ve ps ile orantılı olduğundan:

$$BM_V = \mu_{V,Balata} \cdot r_{B,V} \cdot ps_V \rightarrow BM_V = 0.1092 \quad [2.30]$$

$$BM_H = \mu_{H,Balata} \cdot r_{B,H} \cdot ps_H \rightarrow BM_H = 0.0420 \quad [2.31]$$

$$\text{OranArka} = \frac{1}{\frac{BM_V}{BM_H} + 1} \cdot 100 = \%28 \quad ; \quad [2.32]$$

$$\text{OranÖn} = 1 - \text{OranArka} = \%72 \quad [2.33]$$

Frenleme kuvvetinin %72'si ön aksdaki; %28'i arka aksdaki frenler tarafından üretilir.

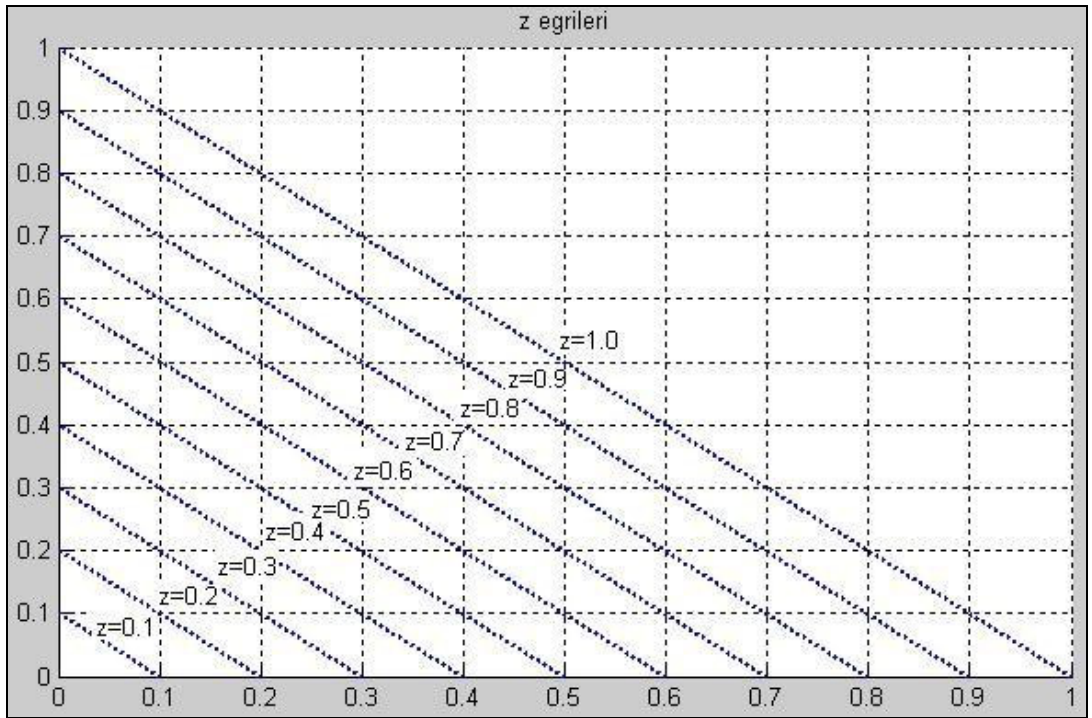
2.12. İdeal Frenleme Eğrilerinin Çizdirilmesi

2.12.1. Bağıl Frenleme İvmesi (z) Eğrileri:

Bu eğriler $\frac{B_V}{G}$ ve $\frac{B_H}{G}$ eksenlerinde aynı değerler arasında çizilen doğrulardan oluşur.

Örneğin: $x_1=(0.1,0)$ noktası ile $y_1=(0,0.1)$ noktası arasında çizilen doğru parçası $z=0.1$ eğrisini verir. Bu eğriler Şekil 2.13'deki gibi istenilen sıklıkta çizdirilebilir.

[15]



Şekil 2.13: Bağıl frenleme ivmesi eğrileri

2.12.2. Kuvvet Bağlantı Katsayısı (μ) Eğrileri:

μ eğrilerinin çiziminde üç farklı koordinattan yararlanılır. Bunlardan birincisi ideal frenleme eğrisi üzerindeki (X_1, Y_1) ; ikincisi $\frac{B_V}{G}$ eksen üzerindeki (X_2, Y_2) ve üçüncüsü $\frac{B_H}{G}$ eksen üzerindeki (X_3, Y_3) koordinatıdır. Şekil 2.14'de gözüken grafik üzerindeki değerler aşağıdaki formüllerle bulunur. [14]

$$X1 = z \cdot \left(\frac{l_H}{l} + z \cdot \frac{h}{l} \right) \quad [2.34]$$

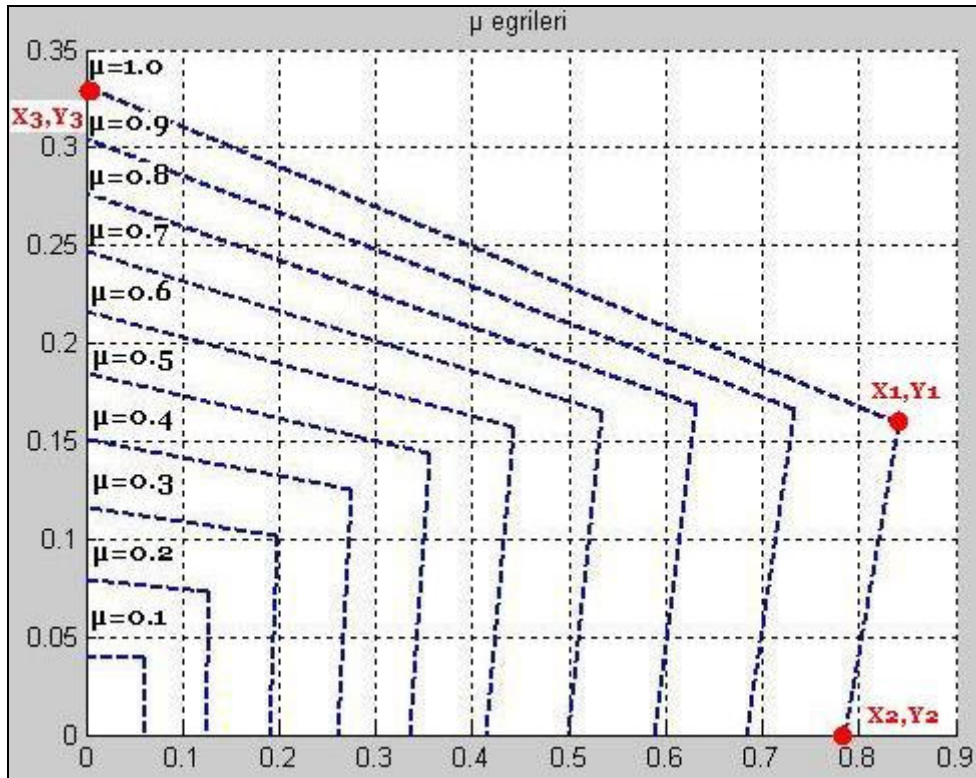
$$Y1 = z \cdot \left(\frac{l_V}{l} - z \cdot \frac{h}{l} \right) \quad [2.35]$$

$$X2 = X1 - \left(X1 \cdot Y1 \cdot \left(\frac{1}{Y1 + \frac{l_H}{h}} \right) \right) \quad [2.36]$$

$$Y2 = 0$$

$$X3 = 0$$

$$Y3 = Y1 - \left(X1 \cdot Y1 \cdot \left(\frac{1}{X1 - \frac{l_V}{h}} \right) \right) \quad [2.37]$$



Şekil 2.14: μ eğrileri

Not: Kuvvet bağlantı katsayısı (μ) eğrileri hem boş hem de yüklü araç için çizilmelidir.

2.12.3. Avrupa Yönetmelik Alt ve Üst Sınırları

Şekil 2.15’de Avrupa yönetmelik sınırları gösterilmiştir. [15]

2.12.3.1. Alt Sınır

$$z = 0.21 - 0.61 \rightarrow \left(\frac{B_V}{G} \right)_{Avrp} = \frac{z + 0.07}{0.85} \cdot \left(\frac{l_H}{l} + z \cdot \frac{h}{l} \right) \quad [2.38]$$

$$\rightarrow \left(\frac{B_H}{G} \right)_{Avrp} = z - \left(\frac{B_V}{G} \right)_{Avrp} \quad [2.39]$$

2.12.3.2. Üst Sınır

$$z = 0.15 - 0.80 \rightarrow \left(\frac{B_V}{G} \right)_{Avrp} = z \cdot \left(\frac{l_H}{l} + z \cdot \frac{h}{l} \right) \quad [2.40]$$

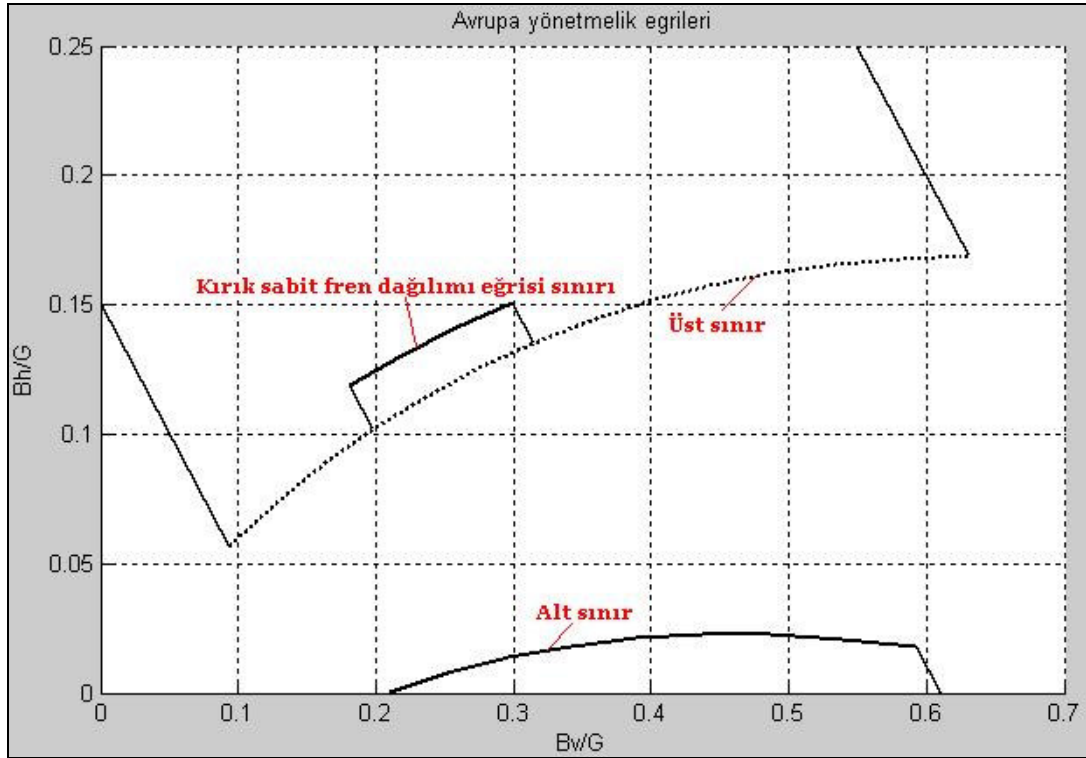
$$\rightarrow \left(\frac{B_H}{G} \right)_{Avrp} = z \cdot \left(\frac{l_V}{l} - z \cdot \frac{h}{l} \right) \quad [2.41]$$

2.12.3.3. Kırık Sabit Fren Dağılımı Eğrisine Sahip Araçlar için Olan Sınır

$$z = 0.30 - 0.45 \rightarrow \left(\frac{B_H}{G} \right)_{Avrp} = (z + 0.05) \cdot \left(\frac{l_V}{l} - z \cdot \frac{h}{l} \right) \quad [2.42]$$

$$\rightarrow \left(\frac{B_V}{G} \right)_{Avrp} = z - \left(\frac{B_H}{G} \right)_{Avrp} \quad [2.43]$$

Not: 2.12.3.2. ve 2.12.3.3.'deki yönetmelik eğrileri hem boş hem de yüklü araç için çizilmelidir.



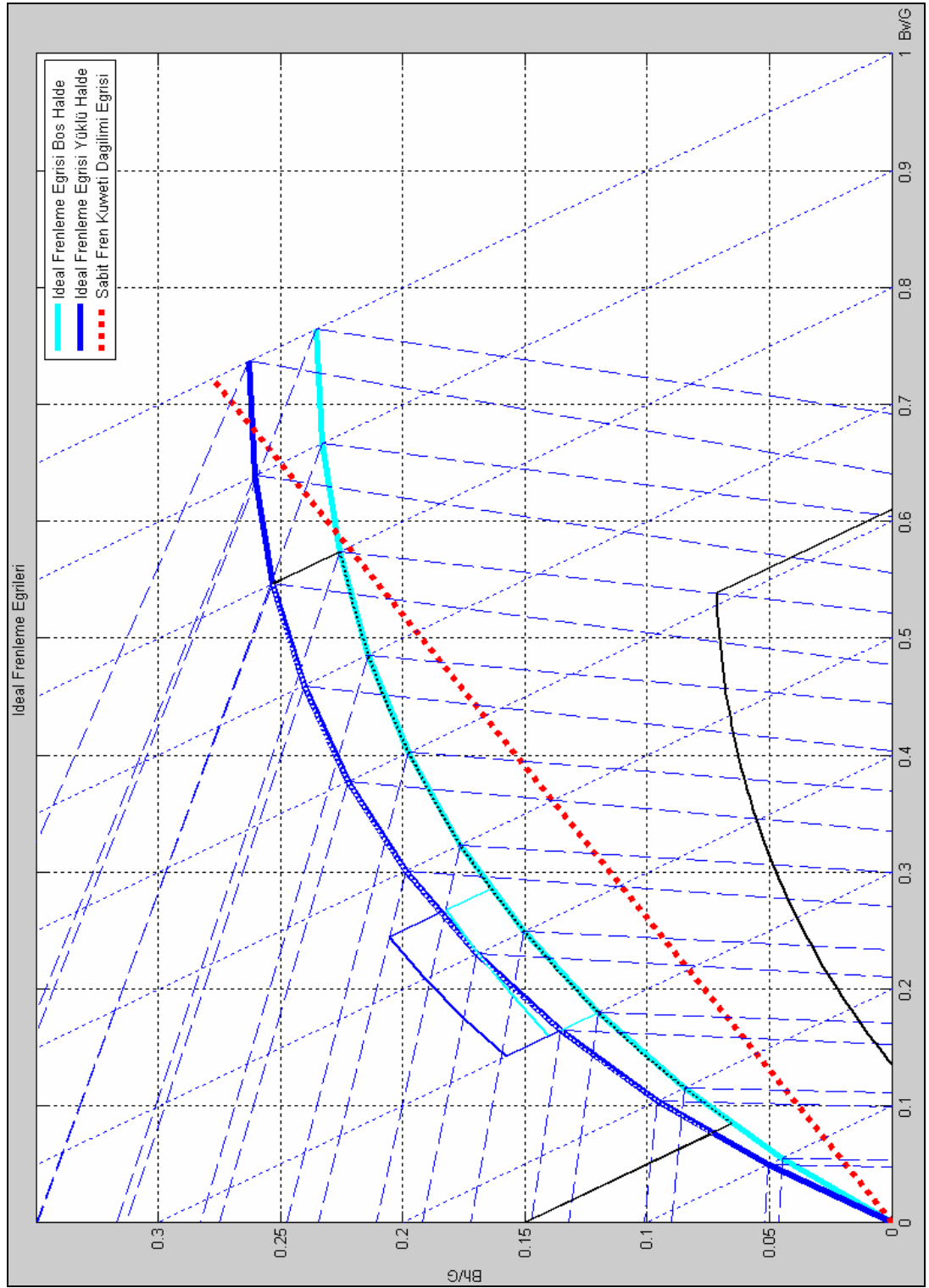
Şekil 2.15: Alt ve üst sınır

2.13. 2.10.,2.11. ve 2.12. Adımlarında Hesaplanan Değerlerin Çizdirilmesi

Bir aracın ideal frenleme eğrisi grafiği denildiğinde boş ve yüklü durumlar için olan:

- ideal frenleme eğrileri,
- sabit fren dağılımı eğrisi,
- bağıl frenleme ivmesi eğrileri,
- kuvvet bağlantı katsayısı eğrileri
- avrupa yönetmelik eğrileri kastedilir.

Şekil 2.16'da bir ticari taşıtın ideal fren eğrisi grafiği görülmektedir. Burada alttaki açık mavi ile gösterilen ideal eğri boş haldeki; üstündeki koyu mavi ile gösterilen ideal eğri ise yüklü araç için olmalıdır. Aracın ağırlığı arttıkça, arka aksdaki birim ağırlık başına düşen frenleme kuvveti B_H / G artmaktadır. Sabit fren dağılımı eğrisi boş haldeki ideal fren dağılımı eğrisini $z=0.82$ 'de; yüklü haldeki ideal fren dağılımı eğrisini $z=0.95$ 'de kesmektedir ve Avrupa yönetmelik eğrilerine uygundur.



Şekil 2.16: Taşıtın Boş ve Yüklü Haldeki İdeal Fren Eğrileri

3. ARACIN DİNAMİK FRENLEMESİ

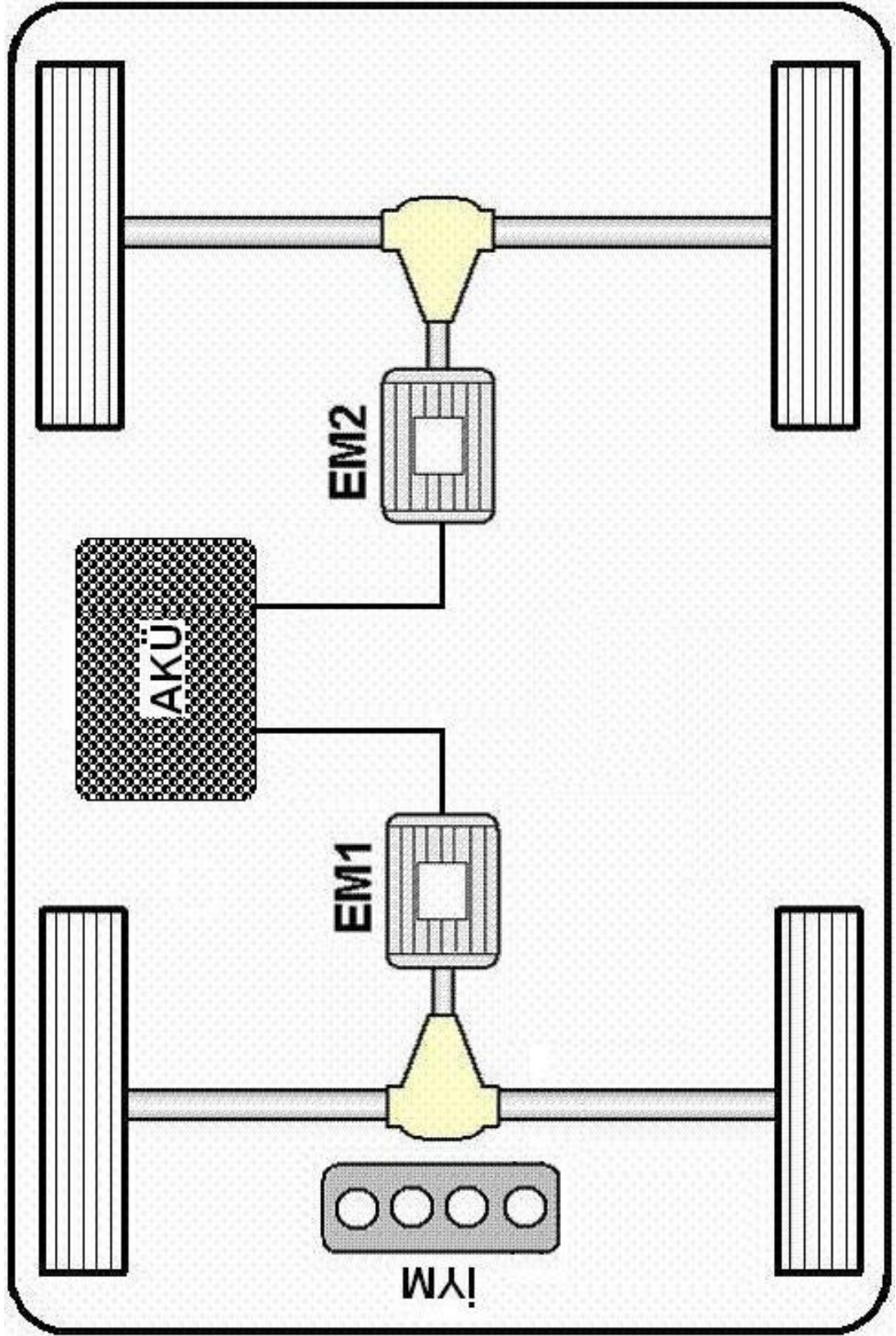
Aracı tahrik eden elektrik motorlarının jeneratör olarak görev yapıp aracı frenlenmede kullanılmasına dinamik frenleme denir. Elektrik motorları akslardaki dönme hareketini kullanarak elektrik enerjisi üretirler. İki tip dinamik frenleme vardır: [10]

1- Rejeneratif frenleme: Dinamik frenleme devresinde elektrik motorlarının jeneratör olarak kullanılması sonucu elde edilen akım depolanıyorsa buna rejeneratif frenleme denir. [11]

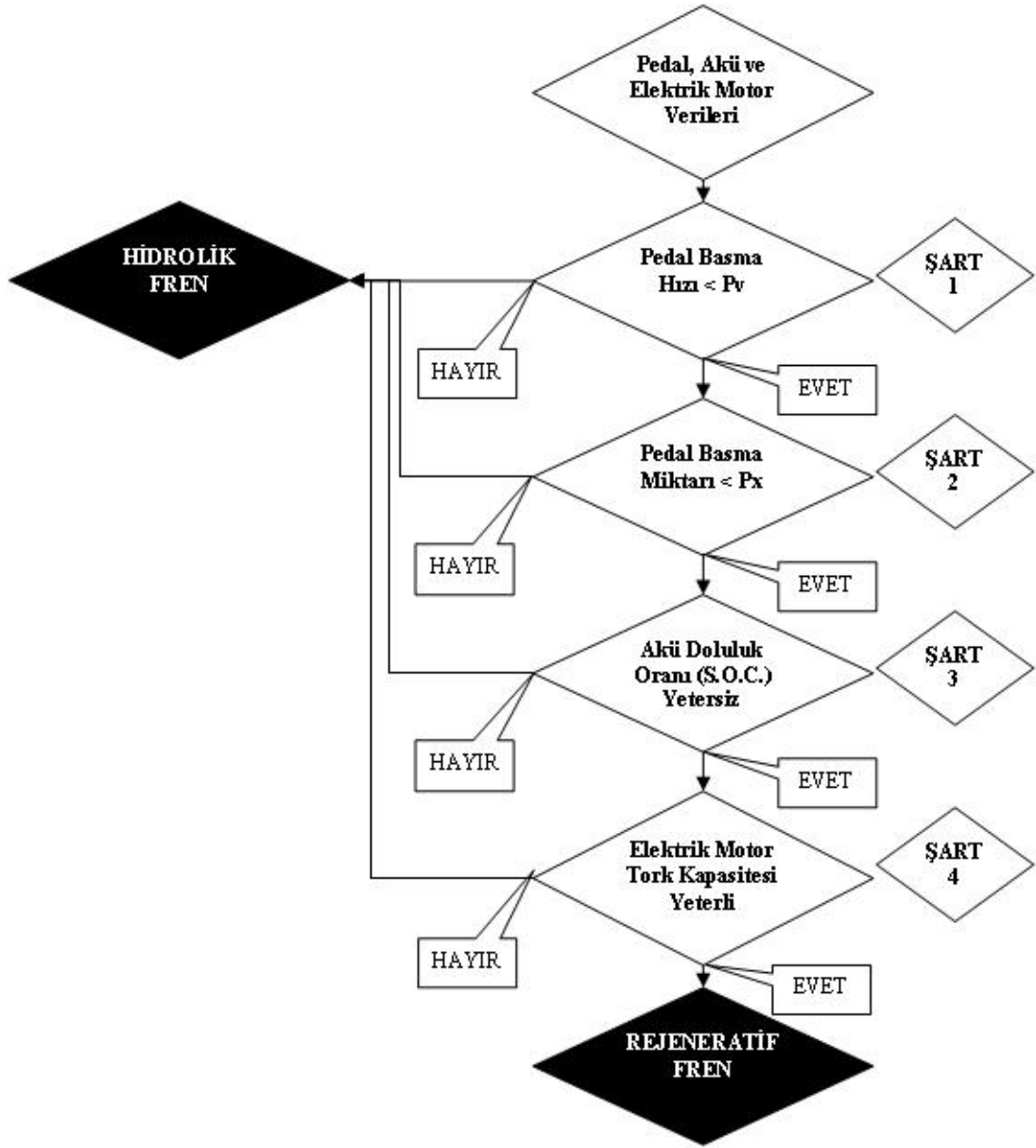
2- Reostatik frenleme: Dinamik frenleme devresinde elektrik motorlarının jeneratör olarak kullanılması sonucu elde edilen akım depolanmayıp, elektrik devresindeki direnç(ler)de ısı enerjisi olarak dışarı atılıyorsa buna reostatik frenleme denir. [10]

3.1. Aracın Rejeneratif Frenlemesi

Bir aracın kinetik enerjisini elektrik enerjisine dönüştürdükten sonra bunu bir enerji deposuna göndererek depolamaya rejeneratif frenleme denir. Şekil 3.1’de görüldüğü gibi akslardan gelen dönme kinetik enerjisi, elektrik motorunun jeneratör olarak kullanılması sonucu elektrik enerjisine dönüştürülür ve bu enerji aküde depolanır. Aksa bağlı olan bir elektrik motoru eğer aksı tahrik etmiyorsa, ki jeneratör modunda iken etmez, o zaman aks için bir direnç (ters yönde tork) oluşturur, işte bu direnç frenlemeyi sağlar. Rejeneratif frenlemenin devreye girebilmesi için bir dizi şartların yerine gelmesi gerekir. Şekil 3.2’de bu şartlar gösterilmektedir.



Şekil 3.1: Konfigürasyon



Şekil 3.2: Rejeneratif frenleme şartları

Şekil 3.2’de görüldüğü üzere fren pedalı, akü ve elektrik motorundaki veriler sensörler vasıtasıyla okunur ve bu veriler fren kontrol ünitesine gönderilir. Veriler arasında ilk kontrol edilen fren pedalına basma hızıdır, bu hız fren pedalına yerleştirilen ve pedalın hareket miktarını ve hareket süresini ölçen bir sensör tarafından algılanır. Hareket miktarının hareket süresine bölümüyle pedalın hareket hızı elde edilir. Sürücü eğer fren pedalına önceden belirlenmiş bir P_v hızından daha hızlı basıyorsa; bu, sürücünün ani frenlemeye ihtiyaç duyduğu anlamına gelir ve böyle bir durumda sonradan gelen diğer şartlar kontrol edilmeksizin hemen hidrolik

frenleme yapılır. Buradan şu sonuç da çıkmaktadır: Ani frenlemenin gerekli olmadığı durumlarda fren pedalına sert basıldığında rejeneratif fren devreye girmeyecektir, dolayısıyla eğer trafik şartları uygunsa son anda fren yapmak yerine yavaş yavaş fren yapmak tercih edilmelidir. Eğer sürücünün pedala basma hızı önceden belirlenmiş bir P_v hızından daha yavaş ise o zaman ‘birinci rejeneratif fren şartı’ sağlanmış demektir ve ikinci şartın kontrolüne geçilir.

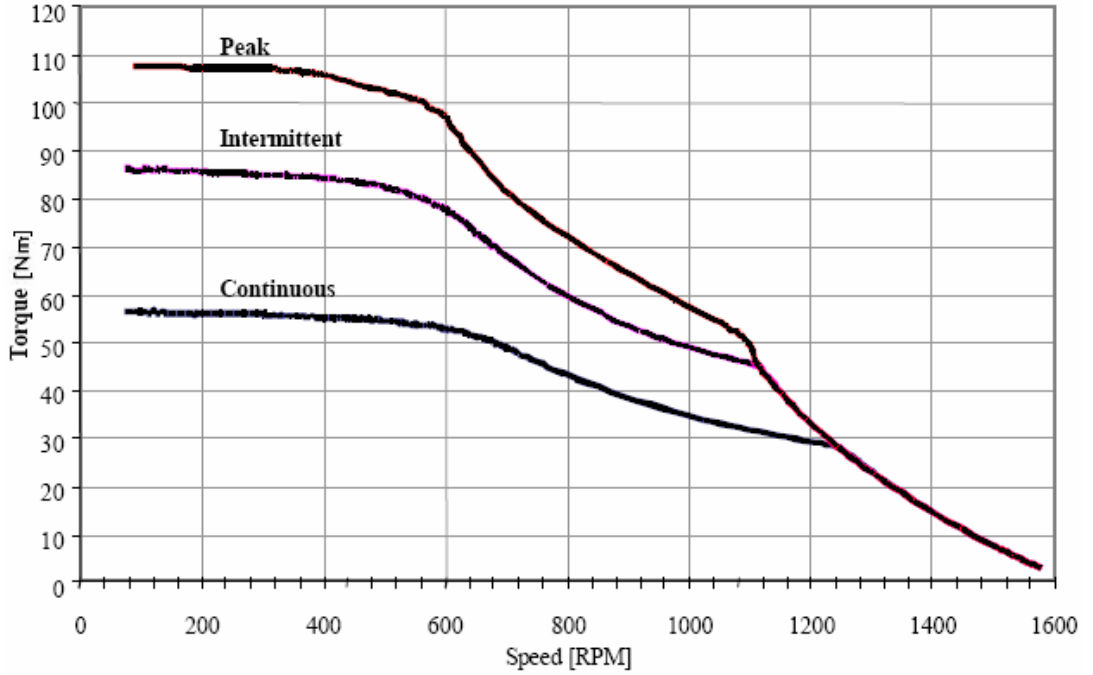
İkinci kontrolde kullanılan sensör birinci aşamadaki ile aynıdır ve pedal basma miktarına bakılır, çünkü pedal basma miktarı sürücünün ne kadarlık frenleme ivmesiyle durmak istediğinin bir göstergesidir. Eğer sürücü fren pedalına önceden belirlenmiş bir P_x hareket miktarından daha fazla basıyorsa; bu, sürücünün $z>0.3$ ’lük bağıl frenleme ivmesi elde etmek istediği yani büyük bir frenleme ivmesiyle hızını azaltmak istediği anlamına gelir ve böyle bir durumda sonradan gelen diğer şartlar kontrol edilmeksizin hemen hidrolik frenleme yapılır. Eğer sürücünün pedala basma miktarı önceden belirlenmiş bir P_x hareket miktarından daha az ise o zaman “ikinci rejeneratif fren şartı” sağlanmış demektir ve üçüncü şartın kontrolüne geçilir.

Üçüncü kontrolde akü doluluk oranına bakılır bu oran State of Charge (S.O.C.) olarak bilinir. Aküden bir sensör vasıtasıyla okunan bu değer fren kontrol ünitesine gönderilir. Akü’nün şarj seviyesi %50’nin altına düşmesin; %70’in üstüne çıkmasın istenir. SOC %70’in üstünde ise bu, akünün şarj edilemeyecek kadar dolu olduğu anlamına gelir ve rejeneratif frenleme yapılamaz, böyle bir durumda sonradan gelen şart kontrol edilmeksizin hemen hidrolik frenleme yapılır. Eğer akü doluluk oranı %50’nin altında ise o zaman akü şarj edilebilir demektir yani akü, elektrik motorunun jeneratör olarak çalışıp sağladığı akımı depolayabilecek durumda demektir, bu durumda “üçüncü rejeneratif fren şartı” sağlanmış olur ve dördüncü şartın kontrolüne geçilir.

İlk üç şart gerçekleştiği taktirde elektrik motor tork kapasitesinin yeterli olup olmadığına bakılır. Şekil 3.3’de görüldüğü gibi elektrik motorlarının torkları devir sayısı ile değişkenlik göstermektedir, düşük devirlerde daha düzgün bir karakteristik sergilerlerken devir arttıkça sağlayabildikleri tork düşer. Sürücü aracını yüksek devirde kullanıyorken fren yapmak isterse ve de ilk üç şart sağlanmışsa, sürücünün

fren pedalına bastığı andaki devir sayısı elektrik motorlarının bağlı olduğu akslardan okunur, bu devir sayısında elektrik motorunun üretebileceği tork değeri bellidir, bu değer elde edilmek istenen frenleme ivmesini karşılamaya yetmiyorsa o zaman hemen hidrolik fren yapılır. Tork değeri istenilen frenlemeyi sağlamaya yeterli ise “dördüncü rejeneratif frenleme” şartı da sağlanmış olur ve rejeneratif frenleme gerçekleşir.

Fren sisteminde şartlardan herhangi biri sağlanmadığı için hidrolik fren yapılmaya başlanmışsa o fren çevrimi bitene kadar, yani sürücü ayağını fren pedalından çekene kadar, hidrolik fren yapılmaya devam edilir, araç hiçbir koşulda hidrolik fren yaparken rejeneratif frene geçiş yapmaz. Rejeneratif frenleme yapmakta olan araç ise bölüm 13.2.’de bahsedilen modlarda hidrolik frene geçiş yapar.



Şekil 3.3: Elektrik Motor Tork-Devir Grafiği

3.2. Hidrolik Fren ve Rejeneratif Frenin Koordinasyonu

Güvenli bir frenleme için tüm geleneksel araçlarda bulunan hidrolik frenleme sistemi şarttır. Hibrid elektrikli araçlarda düşük bağlı frenleme ivmelerinde hidrolik frenleri devreye sokmak yerine, jeneratörler ile frenleme yapılması ve bu sayede akülerin şarj edilmesi yoluna gidilmektedir, yani rejeneratif frenleme yapılmaktadır.

Rejeneratif frenden hidrolik frene geçişin zorunlu olduğu ve de hidrolik frenin özel olarak tercih edildiği durumlar vardır. İki farklı frenleme yönteminin birleştirilip güvenli bir fren devresi elde edilmesi aşamasında bazı sorunlar meydana gelir. Bu sorunlar sonucu frenlemenin devam edebilmesi için aşağıdaki dört farklı modda da çalışan fren sistemi geliştirilmelidir.

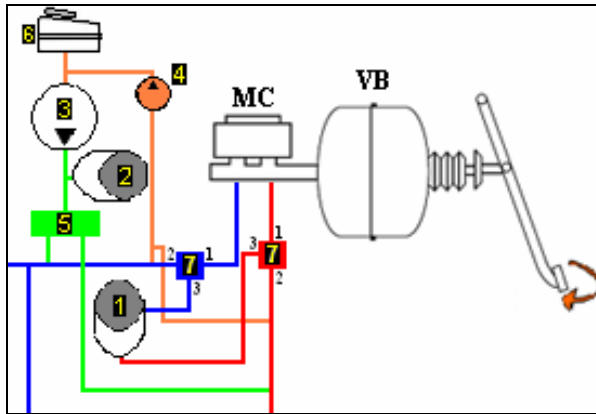
- **Mod 1:** Rejeneratif fren sırasında sürücü ayağını frenden çekebilir.
- **Mod 2:** Rejeneratif fren sırasında akü dolabilir.
- **Mod 3:** Rej. fren sırasında elektrik motorunun tork kapasitesi yetmeyebilir.
- **Mod 4:** Rej. fren sırasında sürücü $z > 0.3$ 'lük frenleme ivmesi isteyebilir.

Yukarıdaki modların tümünde frenlemenin başarıyla gerçekleşebilmesi için bu tezde incelenen ticari araca iki farklı çözüm önerilebilir: **Yabancı Basıncılı Çözüm ve Reostatik Çözüm.**

3.2.1. Yabancı Basıncılı Çözüm

Mod 2 ve Mod 3'de rejeneratif frenleme zorunlu olarak durur; Mod 4'de ise güvenlik gerekçesiyle durdurulur. Bu durumda frenlemeyi devam ettirebilmek için devreye paralel bağlanmış bir akümülatör-pompa ikilisi gerekli olan fren basıncını master silindirden bağımsız olarak sağlarlar ve hidrolik frenleme gerçekleşir.

Yabancı basıncılı çözümde fren devresine paralel olarak bağlanan elemanlar şunlardır:



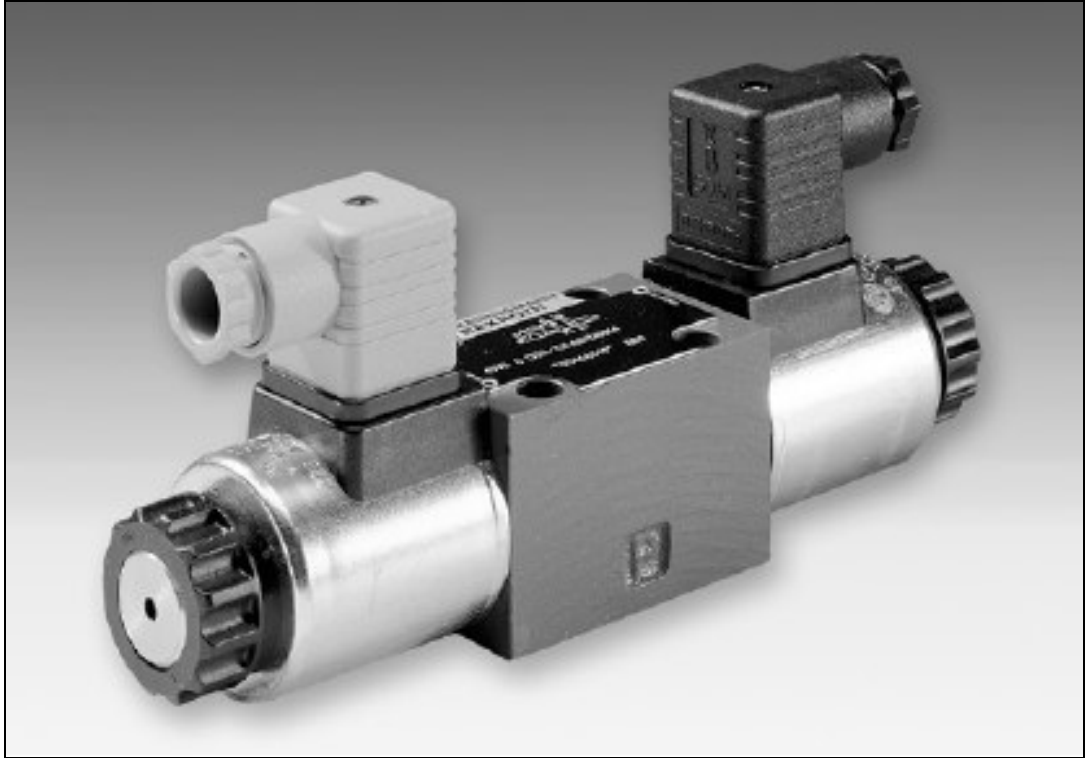
- 1- İki devreli gazlı akümülatör
- 2- Gazlı akümülatör
- 3- Pompa
- 4- Geri dönüş pompası
- 5- İki devreli servo regülatör
- 6- Hazne
- 7- Üç yollu vana (x2)

Şekil 3.4: Yabancı basıncılı çözüm devresi

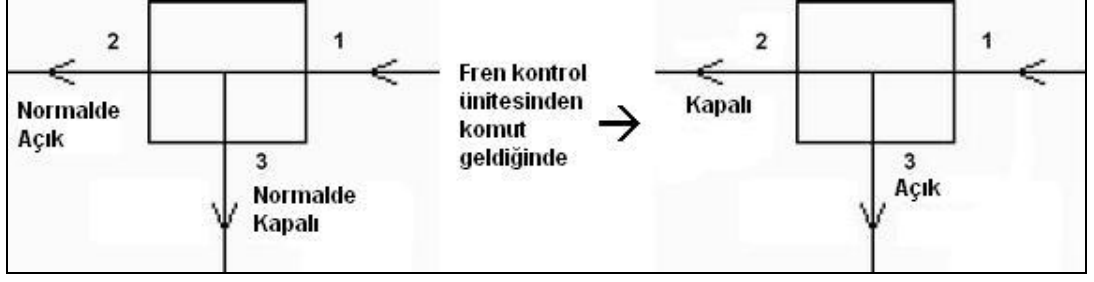
Yabancı basıncılı çözüm devresi, fren ana hidrolik devresine paralel olarak bağlanır. Ana fren hidrolik devresi hattı gerektiğinde üç yollu vanalarla (7) yön değiştirilerek iki devreli gazlı akümülatöre (1) yönlendirilir. Bu yönlendirilme yapılmış durumda iken

(rejeneratif fren anında) eğer hidrolik basınç gerekli olursa, paralel bağı yabancı basınçlı çözüm devresi (2,3,4,5,6 nolu elemanlar) devreye girerek hidrolik basıncı mastır silindirden bağımsız olarak sağılayabilir.

Şekil 3.4’de görülen hidrolik devredeki iki devreli gazlı akümlatör (1), frene basıldığında eğer rejeneratif frenleme yapılırsa, mastır silindirden gelen hidrolik hacmini ve basıncını geçici süre depolamak üzere kullanılır. Bu akümlatörün iki devreli seçilmesinin sebebi mastır silindirin iki devresinden de gelen hatlara bağı olmasıdır. Frene basıldığında eğer rejeneratif fren devreye girerse mastır silindir devrelerinden hemen sonra yer alan üç yollu vanaların (7) 1-2 yolu kapanır ve iki devreli gazlı akümlatöre giden 1-3 yolu açılır. Üç yollu vanalar normal şartlar altında 1-2 yolu açık olacak şekilde dururlar, rejeneratif frenleme durumunda fren kontrol ünitesinden gelen komutla 1-2 yolu kapanır ve 1-3 yolu açılır. Şekil 3.5’de bir üç yollu vana; Şekil 3.6’da ise çalışma prensibi gösterilmiştir. Sürücü ayağını fren pedalından çektiğinde mastır silindirdeki hidrolik basıncı ortadan kalkar bu yüzden iki devreli gazlı akümlatör’de (1) bulunan basınç altındaki fren hidroliği 3-1 yolu üzerinden mastır silindire geri döner.



Şekil 3.5: Üç yollu vana



Şekil 3.6: Üç yollu vana çalışma prensibi

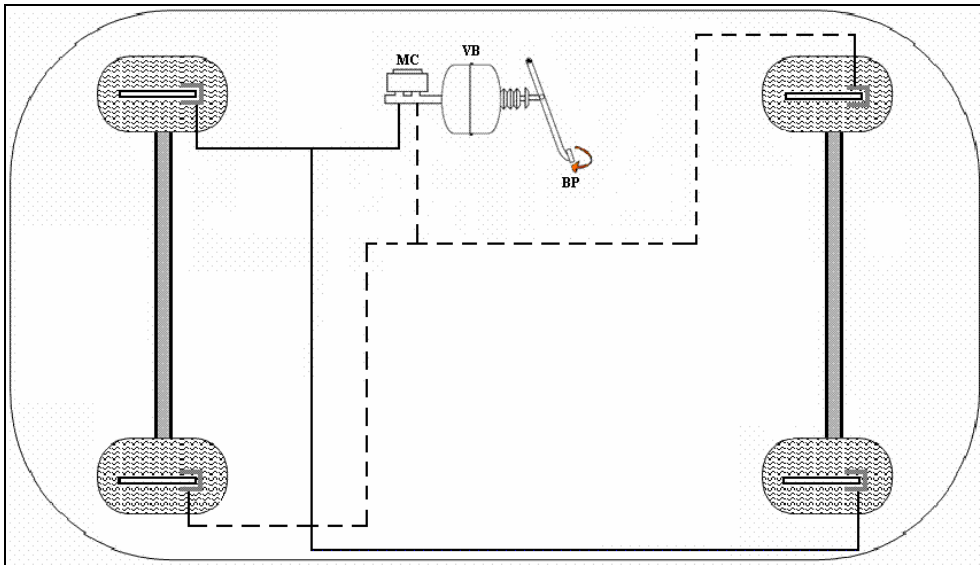
Rejeneratif frenleme sırasında, ileride ayrıntılı anlatılacak sebeplerden dolayı, rejeneratif frenleme yapılamadığında ya da güvenlik gerekçelerinden dolayı hidrolik frenlemeye geçilmek istenirse gazlı akümülatör (2) – pompa (3) çifti devreye girer. Akümülatörde (2) hazır hidrolik basıncı bulunur ve bu basınç hidrolik devresinde gerekebilecek maksimum basıncı arka arkaya üç kez karşılayabilecek kadar büyüktür, dolayısıyla akümülatördeki basınç devrede gerekli olan maksimum hidrolik basıncının altına düşmedikçe pompanın (3) çalışmasına gerek kalmaz. Akümülatörde hazır hidrolik hacmi ve basıncı bulunması ihtiyaç anında devreye gecikmeden etki edebilmesini de sağlar buna ek olarak debisi daha küçük yani boyutları daha küçük ve daha az enerji harcayan bir pompa seçilebilir.

Güvenlik gerekçeleriyle akümülatörde her zaman en yüksek frenleme basıncını karşılayabilecek kadar hidrolik basıncı depolanır; ancak sürücü fren pedalına her zaman en yüksek frenleme ivmesini isteyecek şekilde basmaz, talep edilen frenleme ivmesi azaldıkça gazlı akümülatör (2) tarafından devreye basılması gereken hidrolik basınç da azalmalıdır. Akümülatörler tek başlarına basınç ayarı yapamazlar bu yüzden Şekil 3.4’de görülen gazlı akümülatörden (2) sonra servo regülatör (5) bağlanır. Servo regülatör fren kontrol ünitesinden aldığı komutlara göre gazlı akümülatörden (2) aldığı basıncı devreye ayarlayarak verir. Şekil 3.4’de servo regülatörün iki devreye ayrıldığına dikkat edilmelidir. Eğer servo regülatör iki devreli bir ünite olarak tasarlanmasaydı, iki ayrı fren devresi için 2,3,4,5 ve 6 nolu hidrolik devre elemanlarından ikişer tane olmalıydı.

Gazlı akümülatör (2) ve pompa (3) çifti kullanılarak devreye mastır silindirden bağımsız olarak hidrolik hacmi ve basıncı sağlanırken, sürücü ayağını fren pedalından çektiğinde bu hidrolik hacmi ve basıncın devreden geri dönmesi gerekecektir. Hidrolik hacim ve basınç mastır silindir tarafından sağlanmadığından,

mastır silindire geri dönmeme aksine tekrar kullanılmak üzere hazneye (6) geri gönderilmelidir. Hazneye geri dönüşü hızlandırmak için bir geri dönüş pompası (4) devreye entegre edilmiştir. Sürücü ayağını frenden çektiğinde gazlı akümülatör (2) – servo regülatör (5) ikilisi devreden çıkar. Daha sonra üç yollu vanaların (7) 2 numaralı bağlantı noktaları açılmadan önce geri dönüş pompası (4) iki devrenin de kaliperlerindeki pistonlara etki etmiş hidrolik hacmini ve basıncını hazneye (6) geri gönderir. Akümülatördeki basınç belirli bir değerin altına indiğinde pompa (3) haznedeki (6) aldığı fren hidroliğini gazlı akümülatöre (2) gerekli basınçla basar ve döngü tamamlanmış olur.

Şekil 3.7’de geleneksel aracın hidrolik fren devresi; Şekil 3.8’de ise yabancı basınçlı çözüm eklendiğinde ortaya çıkan hibrid elektrikli aracın hidrolik ve rejeneratif fren devreleri beraber gözükmetedir. Şekil 3.8’de gösterilen, hibrid elektrikli araçta rejeneratif frenleme sırasında devreye giren elemanlar şu şekildedir: ön ve arka aksda elektrik motoru, elektrik depolama ünitesi (electric storage unit, ESU/akü/pil), fren pedalında, akslarda, elektrik motorlarında ve aküde sensörler, ana fren kontrol ünitesi, rejeneratif fren kontrol ünitesi, akü kontrol ünitesi, güç elektronik kontrol ünitesi (PEC) ve paralel bağlanmış yabancı basınçlı çözüm devresi. Geleneksel fren hidrolik devresine sahip bir araca, rejeneratif frenleme sağlayabilmek için paralel bir hidrolik fren devresi eklendiğinde, farklı frenleme modlarında güvenli bir şekilde frenleme yapıp yapılamayacağı incelenmelidir. Şekil 3.9 ve 3.10’da bu modlar incelenmektedir.



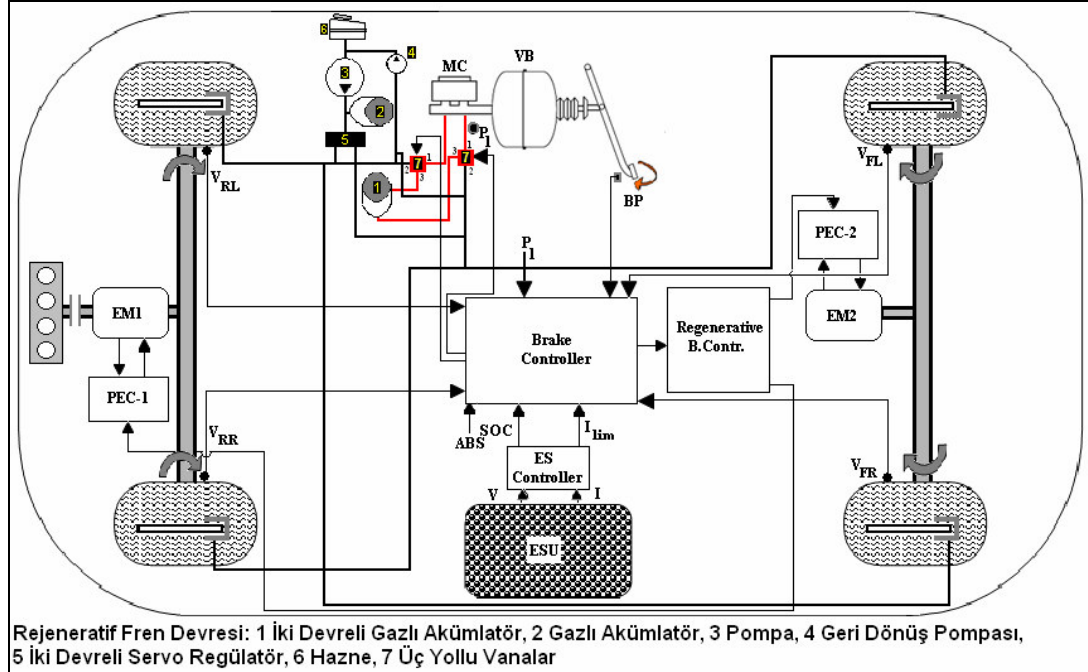
Şekil 3.7: Hidrolik Fren Devresi

3.2.1.1. Yabancı Basıncı Çözümde Mod 1

Şekil 3.9’da gösterilen durumda $z = 0 - 0.3$ arası bağıl frenleme ivmelerinde rejeneratif fren yapılırken sürücü ayağını fren pedalından çekerse ne olacağı incelenmektedir. Kırmızı renkli hatlar hidrolik basıncın bulunduğu hatlardır.

Sürücü $z = 0 - 0.3$ arası bağıl frenleme elde edecek miktarda fren pedalına bastığında eğer önceden bahsedilmiş olan rejeneratif frenleme şartları gerçekleşirse hidrolik akışının izlediği yol şu şekildedir: Rejeneratif fren yapılırken mastır silindirin içindeki iki ayrı devreye hidrolik basıncı sağlayan haznelerin pistonları ileri ötelenir (Şekil 2.4). Üç yollu vanalarda 1-2 yolu kapanarak 1-3 yolu açılır ve mastır silindirde ötelenen hidrolik hacmi ile oluşturulan basınç akümülatör tarafından depolanır, bu sayede hidrolik basınç kaliperlerdeki pistonlara ulaşmaz ve sürtünmeli frenleme yapılmaz. Sürücü ayağını fren pedalından çekerse mastır silindir içindeki haznelerdeki basınç ortadan kalkar ve iki devreli gazlı akümülatörde (1) depolanmış fren hidroliği 3-1 yolunu takip ederek yüksek basınçtan alçak basınca doğru akar ve mastır silindire geri döner.

Mod 1’de sadece 1 numaralı gazlı akümülatör devreye girer, yabancı basınç hattının devreye girmesine gerek yoktur.



Şekil 3.9: Yabancı basınçlı çözümde Mod 1

3.2.1.2. Yabancı Basıncı Çözümde Mod 2 ve Mod 3

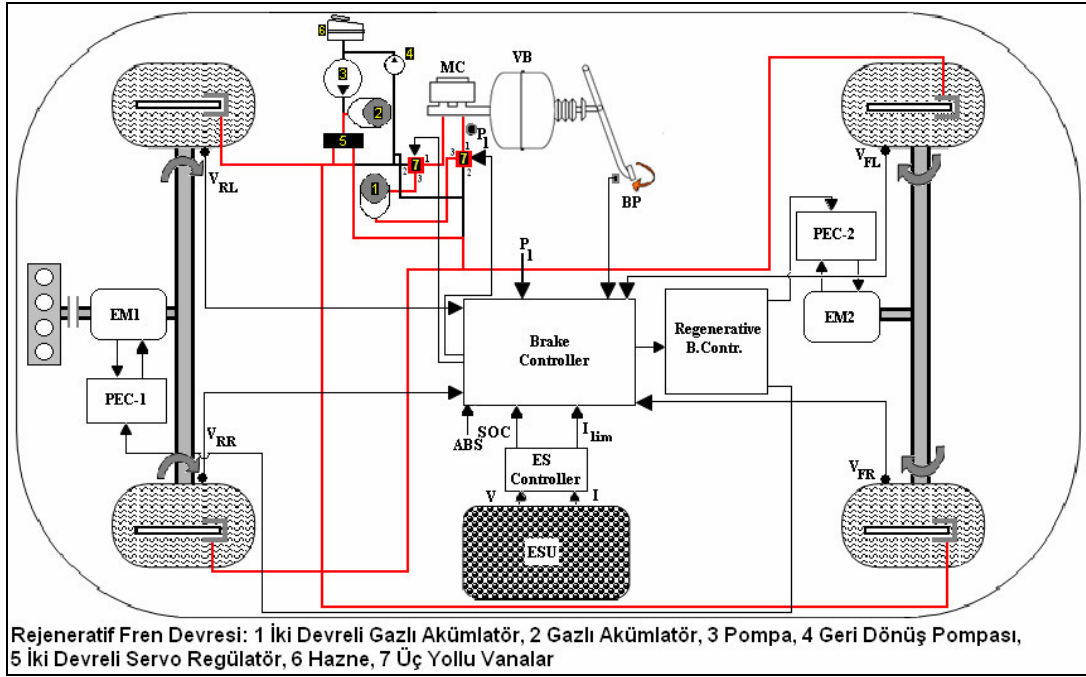
Şekil 3.10'da gösterilen durumda $z = 0 - 0.3$ arası bağıl frenleme ivmelerinde rejeneratif fren yapılırken akü dolduğunda (Mod 2) ya da elektrik motorun tork kapasitesi yetmediğinde (Mod 3) ne olacağı incelenmektedir. Kırmızı renkli hatlar hidrolik basıncın bulunduğu hatlardır.

Sürücü $z = 0 - 0.3$ arası bağıl frenleme elde edecek miktarda fren pedalına bastığında eğer önceden bahsedilmiş olan rejeneratif frenleme şartları gerçekleşirse hidrolik akışının izlediği yol şu şekildedir: Rejeneratif fren yapılırken mastır silindirin içindeki iki ayrı devreye hidrolik basıncı sağlayan haznelerin pistonları ileri ötelenir (Şekil 2.4). Üç yollu vanalarda 1-2 yolu kapanarak 1-3 yolu açılır ve mastır silindirde ötelenen hidrolik hacmi ile oluşturulan basınç akümülatör tarafından depolanır, bu sayede hidrolik basınç kaliperlerdeki pistonlara ulaşmaz ve sürtünmeli frenleme yapılmaz.

Rejeneratif frenleme devam ederken eğer akü dolarsa başka bir deyişle akü doluluk oranı (SOC) %70'in üstüne çıkarsa rejeneratif frenleme devam etmez. Elektrik motorları jeneratör olarak davranmayı bırakır ve frenleme yapamaz. Aynı şekilde eğer elektrik motorlarının tork kapasitesi yetmezse (Şekil 3.3) rejeneratif frenleme ile sürücünün istediği frenleme ivmesine ulaşamayacak demektir. Elektrik motor tork kapasitesinin yetmeyebileceği bir duruma örnek olarak: Aracın yokuş aşağı inmeye başlaması sonucu aks dönüş hızının artması ve dolayısıyla tahriğini aksdan alan elektrik motorunun da devrinin artması gösterilebilir; bir anda artan motor devrinde jeneratör olarak çalışmaya başlayan elektrik motorları gerekli frenleme torkunu üretemeyebilirler. Yukarıda bahsedilen durumlarda gazlı akümülatör (2) devreye girerek gerekli hidrolik basıncını devreye verir bu basınç servo regülatör tarafından ayarlanıp iki devreye birden aktarılır ve sürtünmeli frenleme gerçekleştirilir. Servo regülatörün akümülatörden gelen basıncın ne kadarını devreye vermesi gerektiğine fren kontrol ünitesi pedal sensöründen gelen verileri değerlendirerek belirler. Gazlı akümülatör devreye basınç sağladığı sırada eğer basınç değeri önceden belirlenmiş sınır değerinin altına düşerse pompa (3) çalışır, hazneden (6) aldığı hidroliği yüksek basınçta gazlı akümülatöre (2) pompalar.

Sürücü ayağını fren pedalından çekerse mastır silindir içindeki haznelerdeki basınç ortadan kalkar ve iki devreli gazlı akümülatörde (1) depolanmış fren hidroliği 3-1

yolunu takip ederek yüksek basınçtan alçak basınca doğru akar ve master silindire geri döner. Ayrıca gazlı akümülatör (2) – servo regülatör (5) ikilisi de devreden çıkar. Daha sonra üç yollu vanaların (7) 2 numaralı bağlantı noktaları açılmadan önce geri dönüş pompası (4) iki devrenin de kaliperlerindeki pistonlara etki etmiş hidrolik hacmini ve basıncını hazneye (6) geri gönderir. Akümülatördeki basınç belirli bir değerin altına indiğinde pompa (3) hazneden (6) aldığı fren hidroliğini gazlı akümülatöre (2) gerekli basınçla basar ve döngü tamamlanmış olur.



Şekil 3.10: Yabancı basınçlı çözümde Mod 2, Mod 3, Mod 4

3.2.1.3. Yabancı Basınçlı Çözümde Mod 4

Şekil 3.10'da gösterilen durumda rejeneratif frenleme yapılırken, sürücü fren pedalına $z > 0.3$ 'lük bağıl frenleme ivmesi isteyecek kadar basarsa ne olacağı incelenmektedir. Kırmızı renkli hatlar hidrolik basıncın bulunduğu hatlardır. Mod 4'deki basıncın bulunduğu hatlar Mod 2 ve Mod 3 ile aynıdır; ancak Mod 4'de basınçlar daha fazladır.

Sürücü $z = 0 - 0.3$ arası bağıl frenleme elde edecek miktarda fren pedalına bastığında eğer önceden bahsedilmiş olan rejeneratif frenleme şartları gerçekleşirse hidrolik akışının izlediği yol şu şekildedir: Rejeneratif fren yapılırken master silindirin içindeki iki ayrı devreye hidrolik basıncı sağlayan haznelerin pistonları ileri ötelenir

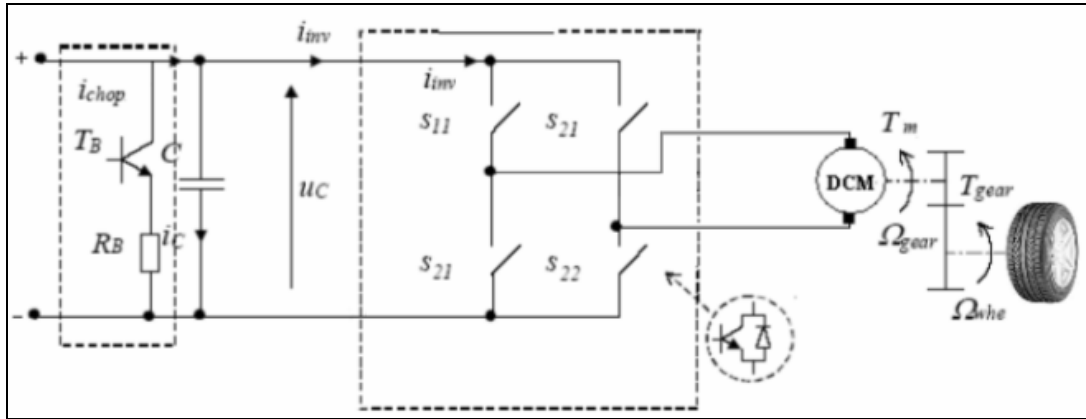
(Şekil 2.4). Üç yollu vanalarda 1-2 yolu kapanarak 1-3 yolu açılır ve mastır silindirde ötelenen hidrolik hacmi ile oluşturulan basınç akümülatör tarafından depolanır, bu sayede hidrolik basınç kaliperlerdeki pistonlara ulaşmaz ve sürtünmeli frenleme yapılmaz.

Bu durumda iken eğer sürücü $z > 0.3$ 'lük bağıl frenleme ivmesi ile frenlemek için fren pedalına daha fazla basarsa artan basınçlar yine iki devreli gazlı akümülatör (1) tarafından depolanır. Rejeneratif frenleme, büyük frenleme ivmelerinde güvenlik gerekçesiyle tercih edilmediğinden, kesilir. Gazlı akümülatör (2) devreye girerek gerekli hidrolik basıncını devreye verir bu basınç servo regülatör (5) tarafından ayarlanıp iki devreye birden aktarılır ve sürtünmeli frenleme gerçekleştirilir. Servo regülatörün (5) akümülatörden (2) gelen basıncın ne kadarını devreye vermesi gerektiğine fren kontrol ünitesi pedal sensöründen gelen verileri değerlendirerek belirler. z bağıl frenleme ivmesi arttıkça gazlı akümülatörden (2) devreye sağlanması gereken basınç artar, bu da gazlı akümülatördeki (2) basınç düşüşünü hızlandırır; ancak ilerde görüleceği gibi gazlı akümülatör (2) arka arkaya 3 döngü boyunca maksimum frenleme basıncını sağlayacak şekilde boyutlandırılmıştır o yüzden bu durumda bile pompanın (3) devreye anında müdahale etmesi gerekmez. Gazlı akümülatör (2) devreye basınç sağladığı sırada eğer basınç değeri önceden belirlenmiş sınır değerin altına düşerse pompa (3) çalışır, hazneden (6) aldığı hidroliği yüksek basınçta gazlı akümülatöre (2) pompalar.

Sürücü ayağını fren pedalından çekerse mastır silindir içindeki haznelerdeki basınç ortadan kalkar ve iki devreli gazlı akümülatörde (1) depolanmış fren hidroliği 3-1 yolunu takip ederek yüksek basınçtan alçak basınca doğru akar ve mastır silindire geri döner. Ayrıca gazlı akümülatör (2) – servo regülatör (5) ikilisi de devreden çıkar. Daha sonra üç yollu vanaların (7) 2 numaralı bağlantı noktaları açılmadan önce geri dönüş pompası (4) iki devrenin de kaliperlerindeki pistonlara etki etmiş hidrolik hacmini ve basıncını hazneye (6) geri gönderir. Akümülatördeki basınç belirli bir değerin altına indiğinde pompa (3) hazneden (6) aldığı fren hidroliğini gazlı akümülatöre (2) gerekli basınçla basar ve döngü tamamlanmış olur.

3.2.2. Reostatik Çözüm

[13] Akü dolduğu zaman elektrik motoru jeneratör olarak davranmayı kesmez; ama rejeneratif frenleme durur ve yerine reostatik frenlemeye geçilir. Üretilmeye devam edilen akım aküye gönderilmez, devre üzerindeki bir dirençten geçirilerek ısı enerjisi olarak dışarıya atılır. Elde edilen elektrik gücünün ana hatta depolanmasına gerek duyulmayan alanlarda kullanılır. Reostatik frenleme basittir ve ucuzdur. [10,13]



Şekil 3.11: Reostatik Çözüm Devresi

Şekil 3.11’de görüldüğü gibi reostatik frenlemeye geçildiğinde, devre üzerindeki akım akü yerine üzerinde direnç R_B bulunan devreye gönderilir. Bu dirence gelen akımı kontrol eden bir Tranzistör T_B bulunur. Bu Tranzistör çok yüksek frekansa açılıp kapanarak direnç üzerinden geçirilip ısı olarak kaybedilecek akımı belirler. Tranzistör tamamen kapalı olursa akım direnç üzerinden bir anda ısı olarak dışarı atılır, bu da frenleme sertliğini artırır.

Direncin harcadığı güç, yani devreden çektiği güç aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$P_D = I^2 \cdot R \quad [3.1]$$

Dinamik frenleme sırasında, sürücünün ayağının fren pedalına basılı olduğu süre boyunca ($t = x$) dirençte harcanması gereken ısı enerjisini bulmak için, direncin devreden çektiği gücün frenleme süresine göre integrali alınmalıdır. E, dirençte harcanan ısı enerjisi olmak üzere:

$$E = \int_{t=0}^{t=x} I^2 . R . dt \quad [3.2]$$

Bu enerji aracın kaybetmesi gereken kinetik enerjiye eşittir:

$$E = \frac{1}{2} . m . \Delta V^2 = \int_{t=0}^{t=x} I^2 . R . dt \quad [3.3]$$

3.2.2.1 Reostatik Çözümde Mod 1 ve Mod 2

Şekil 3.12’de Mod 1 durumunda $z = 0 - 0.3$ arası bağıl frenleme ivmelerinde rejeneratif fren yapılırken sürücü ayağını fren pedalından çekerse ne olacağı incelenmektedir. Mod 2 durumunda ise $z = 0 - 0.3$ arası bağıl frenleme ivmelerinde rejeneratif fren yapılırken akü dolduğunda ne olacağı incelenmektedir. Kırmızı renkli hatlar hidrolik basıncın bulunduğu hatlardır.

Mod 1: Sürücü $z = 0 - 0.3$ arası bağıl frenleme elde edecek miktarda fren pedalına bastığında eğer önceden bahsedilmiş olan rejeneratif frenleme şartları gerçekleşirse hidrolik akışının izlediği yol şu şekildedir: Rejeneratif fren yapılırken mastır silindirin içindeki iki ayrı devreye hidrolik basıncı sağlayan haznelerin pistonları ileri ötelenir (Şekil 2.4). Üç yollu vanalarda 1-2 yolu kapanarak 1-3 yolu açılır ve mastır silindirde ötelenen hidrolik hacmi ile oluşturulan basınç akümülatör tarafından depolanır, bu sayede hidrolik basınç kaliperlerdeki pistonlara ulaşmaz ve sürtünmeli frenleme yapılmaz. Sürücü ayağını fren pedalından çekerse mastır silindir içindeki haznelerdeki basınç ortadan kalkar ve iki devreli gazlı akümülatörde (1) depolanmış fren hidroliği 3-1 yolunu takip ederek yüksek basınçtan alçak basınca doğru akar ve mastır silindire geri döner. Mod 1’de sadece 1 numaralı gazlı akümülatör devreye girer, dirençli hattın devreye girmesine gerek yoktur.

Mod 2: $z = 0 - 0.3$ arası bağıl frenleme ivmelerinde rejeneratif fren yapılırken akü dolarsa elektrik motoru jeneratör olarak davranmaya devam eder; ama rejeneratif frenleme durur yani elektrik motorunda üretilen akım bir yerde depolanmaz, bu akımın bir şekilde dışarı atılması gerekir bu da reostatik frenleme ile yapılır. Akım, devre üzerindeki bir dirençten geçirilerek ısı enerjisi olarak dışarıya atılır.

3.2.2.3. Reostatik Çözüm Mod Sonuçları

1. $z = 0 - 0.3$ arası rejeneratif frenleme yapılmak isteniyorsa yukarıda bahsedildiği gibi ortaya 4 farklı frenleme modu çıkar. Reostatik çözüm Mod 1 ve Mod 2'de frenlemeyi başarıyla sağlar ancak Mod 3 ve Mod 4'de yetersiz kalmaktadır.

2. Reostatik frenleme ile çözüme gidilmek isteniyorsa, rejeneratif fren aralığı master silindirin devrede olmadığı $F_p = 0 - 30\text{ N}$ aralığında olmalıdır. Bu aralıkta elektrik motorunun tork kapasitesi yetmezse (Mod 3) geleneksel ticari araçta olduğu gibi $F_p = 0 - 30\text{ N}$ aralığında frenleme yapılmamış olur.

3. $F_p = 30\text{ N}$ iken rejeneratif frenleme ile elde edilebilecek maksimum bağıl frenleme ivmesi $z = 0.045$ 'dir. $z > 0.3$ 'lük bağıl frenleme ivmesi talep edilmesi demek (Mod 4) $z > 0.045$ 'lik frenleme ivmesi talep etmek demektir başka bir deyişle F_p pedal kuvveti değeri 30 N 'den çok daha yüksek olacağından zaten master silindir devreye girecektir.

4. Vacuum booster'ın $F_p = 100\text{ N}$ gibi bir değerde devreye girmesi dolayısıyla bu değerden sonra hidrolik frenlemeye geçilmesi sağlanırsa, $F_p = 100\text{ N}$ 'ye kadar yani $z = 0.15$ 'e kadar rejeneratif frenleme yapılabilir. Bu çözüm çok uygun gözükse de tercih edilmemelidir, çünkü rejeneratif fren kesilirse ve direnç arıza yaparsa $F_p = 100\text{ N}$ 'ye kadar frenleme yapılamaz.

3.2.2.4. Reostatik Çözümde Dikkat Edilmesi Gerekenler

- Dinamik frenlemede kullanılan direnç, maksimum ısı enerjisinin kaybedilmesini sağlamaya yönelik bir şekilde devreye monte edilmelidir.
- Isı enerjisinin direnç üzerinden kayıpları, seçilen direnç ve uygulamanın çevrimine (ne sıklıkta direncin aktif olduğu) bağlıdır.
- Dinamik fren direnci devreye yerleştirilirken yanıcı maddelerden uzak olmasına dikkat edilmelidir.

- Termodinamik ısı kapasitesi yüksek bir Dinamik Frenleme Direnci seçilmelidir, böylece direnç, kendi çalışma sıcaklığının üzerine çıkmadan büyük miktarda enerji absorbe edebilir.

4. AKÜMLATÖR VE POMPA

4.1. Akümlatör Nedir?

[5-9] Akümlatör, sıkıştırılmış gaz, yay veya kuru ağırlık kullanarak, sıkıştırılmaz sıvıları içindeki haznede basınç altında tutan makina elemanıdır (Şekil 4.1).

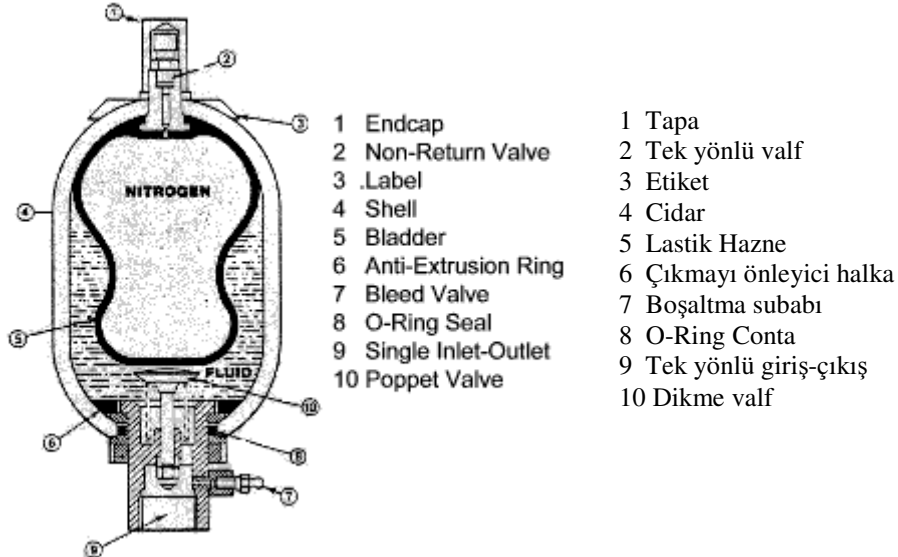
Akümlatörler hidrolik devrelerde enerji depolamak ya da hidrolik darbeleri (hidrolik basınçtaki anlık yükselmeleri) aza indirmek için kullanılır. Hidrolik devre ile o devreye basınç sağlayan pompa arasına yerleştirilerek daha küçük boyutlu pompa kullanmak amacıyla kullanılabilirler. Hidrolik devrelerdeki darbeleri emmek amacıyla da kullanılırlar, örneğin bir hidrolik devrenin içindeki basınçların dışardan gelen ani bir zorlama ile bir anda artmasını engellerler ve böylece hidrolik devre elemanlarına zarar gelmemiş olur. Hidrolik devrelerde sıcaklık değişimlerinden kaynaklanan basınç değişimlerini engelleyip basıncı dengede tutmak için de kullanılırlar.

En çok kullanılan akümlatör tipi hidro-pnömatik (gazlı) olandır (Şekil 4.2). Bu akümlatörlerde basınçlı gaz kullanılır, en çok kullanılan gaz Nitrojen'dir. Nitrojen inert gaz olduğundan herhangi bir sızıntı halinde akümlatör içindeki sıvı ile tepkimeye girmez ve yangın tehlikesi doğurmaz. Basınçlı gaz, sıvıya (fren sistemlerinde hidrolik yağı) basınç uygular, akümlatörün ağzı açıldığında basınç altındaki hidrolik sıvısı dışarı kaçır ve akümlatör içindeki sıvı hacmi azalır bu azalma sonucu akümlatör içindeki gazın hacmi artar ve basıncı azalır. Basıncı azalan gaz, sıvıya daha az basınç uygular, eğer basınç istenilen değerin altına düşerse akümlatöre bağlı pompa devreye girerek akümlatör içine sıvı pompalar ve basıncı istenilen değere getirir. Akümlatör içindeki gaz ile sıvı birbirinden piston, ince bir diyafram veya lastik (bladder) kullanılarak ayrılır; en çok lastik kullanılır (Şekil 4.3).



- Akümülatörler hidrolik enerji depolarlar. Sıkıştırılmaz hidrolik sıvısını basınç altında muhafaza ederler.
- Bir hidrolik devrede akümülatör kullanılmasının asıl sebebi ihtiyaçlara anında cevap verebilmektir.
- Akümülatör olan hidrolik devrede daha küçük boyutlu (debi ve basınç olarak) pompa seçilebilir.
- Akümülatörler aynı zamanda hidrolik devrelerdeki anlık basınç artışlarına karşı damper görevi yaparlar ve hidrolik devrenin ömrünün uzatıcı rol oynarlar.
- Akümülatör ve pompa birbirine yakın monte edilmelidir.
- En yaygın olarak kullanılanı gazın ve hidroliğin bir lastik (bladder) ile birbirinden ayrıldığı akümülatörlerdir.

Şekil 4.1: Akümülatör



Şekil 4.2: Tek devreli gazlı akümülatör parçaları

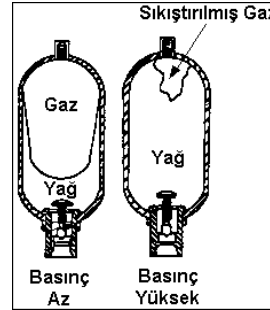


Şekil 4.3: Lastikli gazlı akümülatör

Şekil 4.3’de gösterilen lastik hidropnömatik akümülatör tipinde iki tane akümülatörün, yabancı basınçlı çözümde kullanılması uygun görülmüştür.

Bu akümülatörlerde basınçlı gaz ve sıvı birbirinden lastik (bladder) ile ayrılmıştır. Basınçlı gaz bladder içinde, hidrolik fren yağı ise dış tarafta bulunur. Çelik cidarlı dış hazne içinde bulunan lastik haznede malzeme olarak chloroprene ve nitrile gibi lastik polimerler kullanılır.

Yağ basıncı arttıkça bladder’ı sıkıştırır ve bladderin hacmi, basınç dengeye gelene dek küçülür. Şekil (4.4)



Şekil 4.4: Akümülatörde basınç artışı

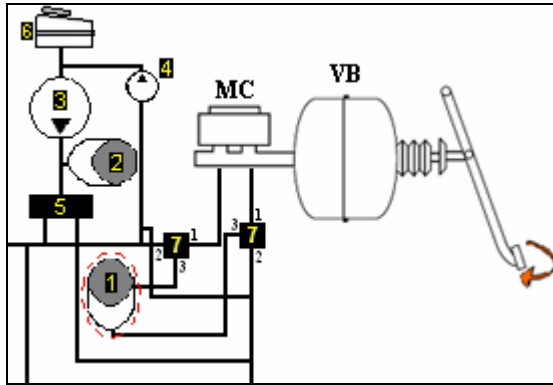
4.2. Yabancı Basınçlı Çözümdeki Akümülatörlerin Boyutlandırılması

[4] Akümülatörler dizayn edilirken dikkat edilmesi gereken iki önemli nokta vardır:

1. Lastik içindeki gaz hacmi yeterince büyük olmalıdır ki yağ basıncının belirli bir değerin altına düşmesini engellesin.
2. Akümülatörün içindeki yağ hiç bir zaman bitmemelidir

Yukarıdaki maddelerin her ikisini de sağlayabilen, uygun şarj edilmiş ve boyutlandırılmış akümülatör bulmak kolay değildir. Akümülatörlerde genelde ilk başta gaz basıncı az (gaz miktarı az), yağ hacmi ise gereğinden fazla olur. Akümülatörün enerji depolama kapasitesi içindeki gaz miktarı ile orantılı olduğundan, gereğinden fazla konulan yağ akümülatörün performansını azaltır.

4.2.1. 1 Numaralı Akümülatörün Boyutlandırılması



Şekil 4.5: 1 numaralı akümülatör

Akümlatör Hacmi: Akümlatör hacmi mastır silindirin iki haznesinin toplam stroke hacmi kadar olmalıdır ki fren pedalına ne kadar basılırsa basılsın, mastır silindirin iki devresinden birden üç yollu vanalardaki 1-3 yolunu takip edip gelen yağ hacmini karşılayabilsin.

Mastır silindirin toplam stroke hacmi,

$$V_{MS} = 18.2 \text{ cm}^3 = 0.018 \text{ lt} \text{ idi, buradan:}$$

$$V_{AKÜMLATÖR-1} = V_{MS} = 0.018 lt \text{ bulunur.}$$

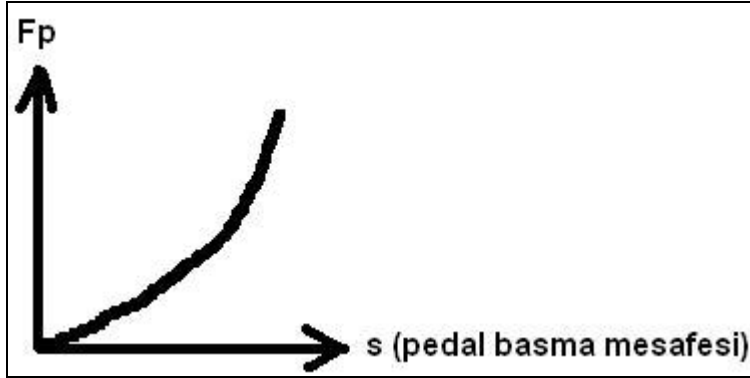
Akümlatör Basıncı: Akümlatörün depolaması gereken maksimum basınç mastır silindir içinde oluşacak maksimum basınçdan az olmamalıdır:

$$P_{MS-Maks} = 13.6 MPa = 136 bar \leq P_{AKÜMLATÖR-1}$$

Akümülatördeki gazın minimum basıncı mastır silindirin minimum basınç değeri olan 0.4 MPa'dan yüksek olmamalıdır. Bu minimum basınca Precharge basıncı da denir.

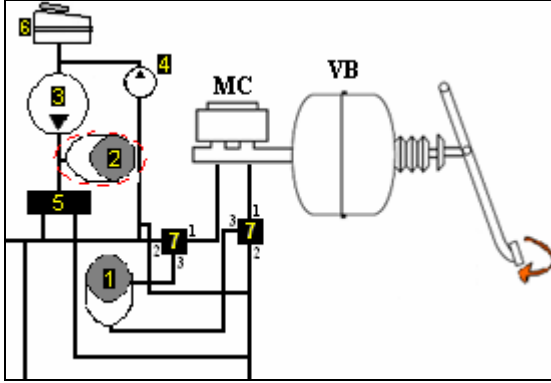
$$P_{MS-Min} = 0.4 \text{ MPa} = 4 \text{ bar} \geq P_{AKÜMLATÖR-1}$$

Bunlara ek olarak fren pedalına basıldıkça pedala uygulanması gereken kuvvet doğru orantılı olarak artmaz. Giderek artan bir artış gösterir, buna hidrolik devresindeki esnemeler, gecikmeler gibi birçok faktörün birleşimi sebep olur. Buyüzden akümülatör, fren pedalını simüle edecek şekilde davranmalıdır (Şekil 4.6). Bu sayede sürücü fren pedalına bastığında his olarak değişiklik hissetmez, aynı mastır silindir devreye girmiş ve hidrolik frenleme yapılmıyormuş gibi hisseder, bu sayede sürücünün dikkatinin dağılmasının ve yanlış frenleme yapmasının önüne geçilmiş olur.



Şekil 4.6: Fren pedalının davranışı

4.2.2. 2 Numaralı Akümülatörün Boyutlandırılması



Şekil 4.7: 2 numaralı akümülatör

Bir çok tasarımcı akümülatör hesaplarında genellikle ideal gaz denklemini kullanır:

$$P.V = n.R.T = K \quad [4.1]$$

P: gazın basıncı

V: gazın hacmi

K: sabit

Fakat ısı transferinin hiç olmadığı ya da çok az olduğu sistemlerde ideal gaz denklemleri kullanılamaz. Yabancı basınçlı çözümdeki gazlı akümülatör (2) hidrolik sisteme çok çabuk müdahale edebilen özelliktedir, başka bir deyişle akümülatör içindeki P_1 basıncı çok hızlı bir şekilde P_2 'ye düşmektedir. Bu durum gaz ile yağ arasında ısı transferine zaman tanınmaz, bu yüzden lastik içindeki gazın genişlemesi adyabatik kabul edilmelidir.

Yukarda bahsedilen formüller biraz daha karışık bir hal alır:

$$P.V^\gamma = K \text{ ya da } P_1.V_1^\gamma = P_2.V_2^\gamma \quad [4.2.]$$

P_1 : Besleme basıncı (pompanın sağlaması gereken maksimum basınç)

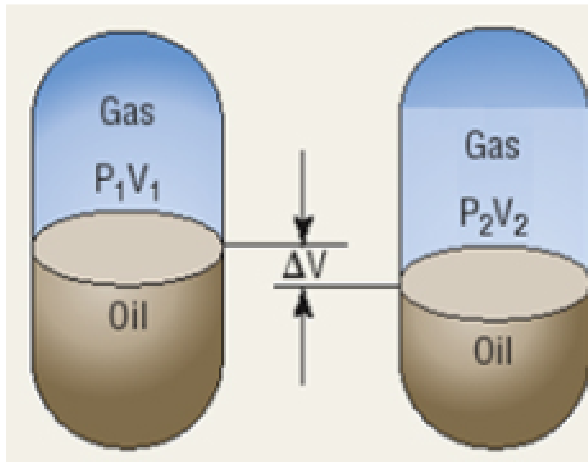
P_2 : Minimum basınç (pompanın çalışmaya başlayacağı basınç)

V_1 : Dengedeki gaz hacmi

V_2 : Toplam akümülatör gaz hacmi

γ : Spesifik ısı katsayısı (kuru nitrojen gibi diatomik gazlarda 1.4 alınır.)

ΔV_{Maks} :İzin verilecek maksimum hacim değişimi



Şekil 4.8: Gaz hacmi hesabı

P_1 ve P_2 basınçları seçilirken, devrenin, araç yüklü halde $z=1.2$ 'lik frenleme yaparken gerekli olan maksimum mastır silindir basıncını her zaman karşılayabilmesi istenir. Bu sebeple P_2 basıncı önceden hesaplanan $P_{MS-Maks}$ değerine eşit alınırsa bu talep karşılanmış olur.

P_1 basıncı P_2 'den büyük olmalıdır, eğer P_2 'den çok büyük olursa hem akümülatörün hem de pompanın boyutları artar, P_2 'ye çok yakın olursa da pompa çok sık çalışmak zorunda kalır. P_1 basıncını P_2 / P_1 değeri % 80-90'ı verecek şekilde seçmek mantıklıdır. Burada $P_2 / P_1 = \%85$ seçilmiştir.

$$P_2 = P_{MS-Maks} = 13.6 MPa \rightarrow P_1 = \frac{P_2 \cdot 100}{85} = 16 MPa \quad [4.3]$$

ΔV hacmi mastır silindir hacminin 3 katı seçilmiştir böylece yabancı basınçlı çözüm devresi arka arkaya 3 çevrim boyunca basınç ve hidrolik hacmi sağlasa bile pompa devreye girmek zorunda kalmayacaktır. Devreye verilen hidroliğin her çevrim sonunda geri dönüş pompası (4) ile hazneye (6) geri gönderildiği unutulmamalıdır.

$$\Delta V = V_{MS} \cdot 3 = 0.018 lt \cdot 3 = 0.054 lt \quad [4.4]$$

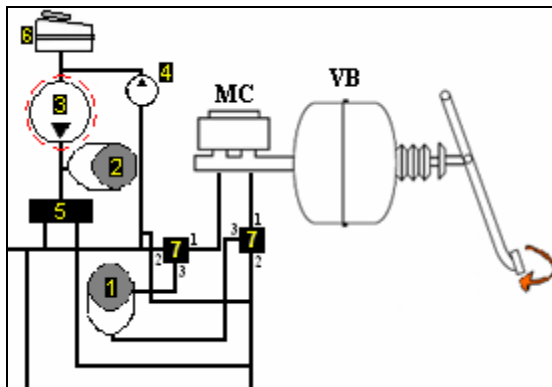
Sistemden beklenene uygun bu seçimler yapıldıktan sonra akümülatör için gerekli gaz hacmi hesaplanır:

$$V_2 = V_1 + \Delta V \quad [4.5]$$

$$P_1 \cdot V_1^\gamma = P_2 \cdot (V_1 + \Delta V)^\gamma \quad [4.6]$$

$$V_1 = \frac{\Delta V}{\sqrt[1.4]{P_1 / P_2} - 1} \Rightarrow V_1 = 0.04 lt \rightarrow V_2 = V_1 + \Delta V = 0.49 lt \quad [4.7]$$

4.3.Yabancı Basınçlı Çözümdeki Pompanın Boyutlandırılması



Pompa boyutlandırması seçilen 2 numaralı gazlı akümülatöre göre değişir. Bu fren devresi için hesaplanmış akümülatör verilerine göre bir pompa seçilmelidir.

$$P_1 = 16 MPa, P_2 = 13.6 MPa, \Delta V = 0.054 lt$$

Şekil 4.9 Pompa

Pompanın özellikleri şu şekilde sıralanabilir:

Basınç:

$$P_p = 16 \text{ MPa}$$

→ Pompa bu sabit basınç ile gazlı akümülatöre fren hidroliği basmalıdır.

Debi:

$$Q_p = \frac{\Delta V}{t} = \frac{0.054 \text{ lt}}{0.5 \text{ sn}} = 0.1 \text{ lt / sn} \quad [4.8]$$

→ Pompa 0.5 saniye içinde akümülatör basıncını 13.6 MPa'dan 16 MPa'ya çıkarmalıdır.

5. SONUÇLAR VE KARŞILAŞTIRMA

Bu tez çalışmasında dinamik frenleme yapabilen bir araçta, hidrolik, rejeneratif ve reostatik frenlemeler arasındaki ilişkiler incelenmiştir. Hibrid elektrikli bu aracın ön ve arka aksında elektrik motorları bulunur. Bu elektrik motorları normalde aracı tahrik etmek için kullanılırlar, bazı durumlarda içten yanmalı motor hiç devreye girmez, bazı durumlarda hem içten yanmalı motor hem de elektrik motorları aynı anda aracı tahrik ederler. Ancak fren pedalına basıldığında elektrik motorları jeneratör olarak çalışmaya başlar ve aracın akslarını tahrik etmek yerine, akstdan aldıkları dönme hareketiyle elektrik enerjisi üretirler (dinamolu bisiklet farlarında olduğu gibi), bu sırada akslardaki dönmeye karşı bir moment oluştururlar bu moment aracın frenlemesini sağlar, buna dinamik frenleme denir.

Dinamik frenleme sonucu elde edilen elektrik enerjisi eğer bir depolama ünitesine (akü, pil) aktarılıyorsa, bu tip frenlemeye rejeneratif frenleme denir; eğer aktarılmıyorsa o zaman bir dirençten ısı olarak dışarı atılır, buna da reostatik frenleme denir. Aynı araçta hem rejeneratif hem de reostatik frenleme yapılabilir. Güvenli bir frenleme için tüm geleneksel araçlarda bulunan hidrolik frenleme sistemi şarttır. Hibrid elektrikli araçlarda düşük bağlı frenleme ivmelerinde hidrolik frenleri

devreye sokmak yerine, jeneratörler ile frenleme yapılması ve bu sayede akülerin şarj edilmesi yoluna gidilmektedir, yani rejeneratif frenleme yapılmaktadır.

Araç sürekli rejeneratif frenleme yapamaz, bunun çeşitli sebepleri vardır, bunlar: Akü dolabilir, bu yüzden jeneratörlerde üretilen akım depolanamaz. Veya elektrik motorları istenilen bağıl frenleme ivmesini sağlamak için gerekli frenleme momentini (torkunu) veremiyordur bu yüzden jeneratör olarak çalışmalarına izin verilmez. Ya da sürücü önce fren pedalına az basmıştır ve rejeneratif frenleme yapıliyordur, sürücü fren pedalına daha fazla basarsa bu sert frenlemeyi sağlamak için rejeneratif frenden hidrolik frenlemeye geçmek gerekir.

Birden çok farklı sistemle frenleme yapabilen bir aracın sadece hidrolik fren sistemi ile fren yapıyormuş gibi davranabilmesi için hidrolik, rejeneratif ve reostatik frenlemeler arasındaki geçişler çok iyi koordine edilmelidir. Her türlü durumda aracın frenlemesinin güvenli bir şekilde devam edebilmesi için iki farklı çözüm önerilmiştir: Yabancı Basıncılı Çözüm ve Reostatik Çözüm. Bu iki çözümde de mastır silindirden üç yollu vanalarla ayrılmış bir gazlı akümülatör bulunur. Bu akümülatör rejeneratif fren sırasında mastır silindirden gelen basıncı ve hidrolik hacmini bypass ederek kaliperlere ulaşmasını engeller ve geçici bir süreyle kendi içinde depolar.

Yabancı basınçlı çözümdeki temel mantık, rejeneratif frenlemenin yapılamadığı ya da güvenlik gerekçeleriyle yapılmak istenmediği durumlarda, ana fren hidrolik devresine anında müdahale ederek, kaliper pistonlarında hidrolik basıncın oluşmasını sağlamaktır. Yabancı basınç devresi ana fren hidrolik hattına paralel olarak bağlanır ve mastır silindire ihtiyaç duymadan hidrolik basıncı üretilip devreye verilebilir. Bu çözüm bölüm 13.2.'de bahsedilen modların hepsinde aracın güvenli bir şekilde frenlemesini sağlamaktadır.

Reostatik çözümde ise temel mantık, sadece akü dolduğu için rejeneratif frenlemenin zorunlu olarak yapılamadığı duruma çözüm bulmaktır. Akü dolarsa elektrik motoru jeneratör olarak davranmaya devam eder yani aksın dönüş yönüne ters bir moment uyguluyarak aracı frenlemeye devam eder, bu sırada oluşan elektrik akımı ise bir direnç üzerinden ısı enerjisi olarak dışarı atılır. Reostatik çözüm uygulanan bir araçta bölüm 13.2.2.2.'de bahsedildiği gibi Mod 3 ve Mod 4 sağlanamamaktadır; ancak

zaten araçda reostatik çözüm kullanılmaya karar kılındığında Mod 3'ün sağlanamaması bir şey değiştirmez, çünkü sadece hidrolik frenleme yapan araçlar da belirli pedal kuvvetleri arasında frenleme yapmamaktadırlar, bu tezde ele alınan ticari araçda bu değer $F_p = 0 - 30 N$ arasındadır. Reostatik fren kullanan araç $F_p = 30 N$ 'den sonra hidrolik frene geçecek şekilde tasarlanacağından Mod 4'deki $z > 0.3$ bağıl frenleme ivmelerinde zaten hidrolik frenleme yapıyor olur.

Sonuç olarak yabancı basınçla çözüm reostatik çözüme göre rejeneratif frenleme açısından çok daha etkili bir çözümdür. Yüksek bağıl frenleme ivmelerine kadar ($z=0.3$) rejeneratif frenleme yapabilmekte ve istenildiğinde hidrolik frene geçilebilmektedir. Ancak bu çözümün uygulanabilmesi için hidrolik fren devresine 7 adet makina elemanı eklenmelidir, buna ek olarak bu makina elemanlarının ne zaman devreye gireceğine ne zaman devreden çıkacağına karar veren algoritmalar da yazılmalıdır. Reostatik çözümde karar kılınır ise aracın rejeneratif frenleme yapabileceği aralık daralacaktır, bu sebeple daha az etkili bir rejeneratif frenleme yapılır. Ancak bu çözümün avantajı da ucuz olmasıdır, her iki elektrik motoruna da bağlanan bir direnç-tranzistör ikilisi ile yabancı basınçlı çözüme kıyasla çok daha kolay bir kontrol algoritması gerektirir.

KAYNAKLAR

- [1] **Göktan, A.**, Taşıt Konstruksiyonu Ders Notları, İ.T.Ü Makina Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı.
- [2] **Bosch**, 1995. Automotive Brake Systems, Stuttgart
- [3] **Arı, N. ve Barkana B.**, 2003. Matlab Kılavuzu
- [4] <http://www.hydraulicspneumatics.com/200/Issue/Article/False/43954/Issue>
- [5] http://en.wikipedia.org/wiki/Hydraulic_accumulator
- [6] <http://www.hydraulic-equipment-manufacturers.com/hydraulic-accumulator.html>
- [7] <http://www.tobul.com/bkgd/whats.html>
- [8] <http://64.78.42.182/sweethaven/MechTech/hydraulics01/moduleMain.asp?whichMod=0206>
- [9] <http://www.accumulator.co.jp/what.html>
- [10] http://en.wikipedia.org/wiki/Dynamic_braking
- [11] http://en.wikipedia.org/wiki/Regenerative_braking
- [12] <http://auto.howstuffworks.com/hybrid-car.htm>
- [13] **Hartavi, A.**, 2008. Kişisel görüşme
- [14] **Göktan, A.**, 2008. Kişisel görüşme
- [15] **Atabay, O.**, 2008, Kişisel görüşme

ÖZGEÇMİŞ

Esen Altındemir, 10.07.1983 tarihinde İstanbul'da doğdu. 2001 yılında Kartal Anadolu Lisesi'ni birincilikle bitirdi. Liseden mezun olduğu 2001 yılında İTÜ Makina Mühendisliği'ni kazandı. Lisans eğitiminin son senesinde İTÜ Güneş Arabası 'ARIBA' projesine katıldı ve güneş enerjili aracın fren sistemi tasarımını bitirme tezi olarak verdi. 2005 yılında mezun olduktan sonra 6 ay Almanca-İngilizce-Türkçe teknik tercüman olarak çalıştı. 2006 yılında İTÜ'de Makina Mühendisliği Otomotiv Anabilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı. Yüksek lisans eğitiminin 2. yılında Ford-Tübitak-İTÜ'nün ortaklaşa projesi olan Ford Otosan Hibrid Hafif Ticari Araç Prototipi Geliştirme Projesi'ne araştırma öğrencisi olarak katıldı; bu projenin uzantısı olarak yüksek lisans tezini Hibrid Elektrikli Taşıtlarda Regeneratif Frenleme konusunda tamamladı.