

Motorlu Taşıtlarda Frenleme Gücü Geri Kazanım Sistemleri

Burcu Kozlu

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Ağustos, 2007

The Brake Power Recovery Systems for Motor Vehicles

Burcu KOZLU

MASTER OF SCIENCE THESIS

Department of Mechanical Engineering

August, 2007

Motorlu Taşıtlarda Frenleme Gücü Geri Kazanım Sistemleri

Burcu KOZLU

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji Bilim Dalında
YÜKSEK LİSANS TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Ramazan UĞURLUBİLEK

Ağustos, 2007

Burcu KOZLU' nun YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı “Motorlu Taşıtlarda Frenleme Gücü Geri Kazanım Sistemleri ” başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

Üye : Yrd. Doç. Dr. Ramazan UĞURLUBİLEK

Üye : Prof. Dr. Yaşar PANCAR

Üye : Yrd. Doç. Dr. M. Ertunç TAT

Üye : Yrd. Doç. Dr. İrfan ÜREYEN

Üye : Yrd. Doç. Dr. ÖZER AYDIN

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Abdurrahman KARAMANCIOĞLU

Enstitü Müdürü

Motorlu Taşıtlarda Frenleme Gücü Geri Kazanım Sistemleri

Burcu KOZLU

ÖZET

Bu projede, motorlu taşıtlarda frenleme sırasında kaybedilen enerjinin geri kazanılması hedeflenmiştir. Bunun için seyir sırasında en çok frenleme yapan taşıtlardan birisi olan, şehir içi toplu taşıma otobüsleri üzerine hidrolik sistem tasarımı yapılarak, frenleme sırasında sürtünmeyle ısı olarak dışarı atılacak enerji, aracın ilk hareketinde kullanılmak üzere hidrolik enerjiye dönüştürülerek depolanması, yakıt tasarrufu ve taşıtlardan atılan zararlı emisyonların azaltılması hedeflenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Hidrolik Hibrid, Frenleme Enerjisi, Kinetik Enerji, Enerji Kazancı, Motorlu Taşıtlar, Frenleme Enerjisi Geri Kazanımı

The Brake Power Recovery Systems for Motor Vehicles

Burcu KOZLU

SUMMARY

In the present project it is aimed to recover a portion of the energy which is lost during the braking process of motor vehicles. Running on full-day schedules with frequent stops, inner city transit coach are targeted for the implementation of the proposed system. We propose a system to recover the energy which is normally wasted as heat during braking. The system recovers the energy lost during deceleration and converts it to hydraulic pressure in an accumulator, where it is available as a source of energy during the vehicle's next acceleration. The implementation of the proposed system improves fuel economy and reduces combustion exhaust gas emissions.

Keywords: Hydraulic Hybrid, Braking Energy, Kinetic Energy, Energy Saving, Motor Vehicles, Regeneration of Braking Energy

TEŞEKKÜR

Gerek derslerimde ve gerekse tez alıőmalarında, bana danışmanlık ederek, beni yönlendiren ve her türlü olanağı sağlayan danıőmanım Yrd. Doç. Dr. Ramazan UĞURLUBİLEK'e ve hidrolik sistem tasarımı çalıőmalarındaki yardımlarından dolayı Prof. Dr. Yaşar PANCAR'a teőekkürü bir borç bilirim

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiv
1. GİRİŞ	1
1.1. Sistemin Tanıtılması.....	2
1.2. Sistemin Avantajları ve Dezavantajları.....	5
1.3. Sistem İle İlgili Yapılan Araştırmalar	6
1.4. Sistemin Çalışması	7
2. FRENLEME EVRESİ	9
2.1. Frenleme Sürecinde Hareket Denklemleri	9
2.2. Frenleme Sırasında Depolanacak Enerji	10
2.3. Frenleme Enerjisinin Depolanması	12
2.3.1. Hidrolik akümülatöre basılan yağ debisi	14
2.3.2. Hidrolik akümülatöre basılan yağ hacmi değişimi	16
2.3.3. Hidrolik akümülatördeki basınç değişimi.....	17
2.3.4. Hidrolik pompa tarafında hidrolik akümülatöre aktarılabilecek enerji ve güç	19
3. İVMELENME EVRESİ	22
3.1. İvmelenme Sürecinde Hareket Denklemleri	22
3.2. Taşıtlara Etki Eden Direnç Kuvvetleri	24
3.2.1. Yuvarlanma direnci	24
3.2.2. Yokuş direnci.....	28

3.2.3. Hava direnci(Aerodinamik direnç)	31
3.2.4. Atalet direnci	33
3.2.5. Toplam direnç kuvveti	35
3.3. Şaftın 15 km/h Hıza Ulaşabilmesi İçin İhtiyacı Olan Enerji ve Güç Değişimleri	36
3.4. Hidrolik Motor Tarafından İletilebilecek Güç	40
3.4.1. Yağ tankına gönderilen yağ debisi	40
3.4.2. Yağ tankına basılan yağ hacmi	41
3.4.3. Hidrolik akümülatördeki yağ basıncı değişimi	41
3.4.4. Taşıta aktarılacak güç ve enerji	43
3.5. Hedef Dışında Ulaşılacak Maksimum Hız	45
4. HİDROLİK HİBRİD SİSTEMİN TASARLANMASI	47
4.1. Hidrolik Pompa/ Motor	49
4.2. Hidrolik Akümülatör	55
4.3. Yağ Tankı	56
4.4. Yön Kontrol Valfi	59
4.5. Akış Kontrol Valfi	59
4.6. Çek Valf	60
4.7. Basınç Kontrol Valf	60
4.8. Hidrolik Akışkan Taşıyıcılar	60
4.8. Hidrolik Yağ	62
4.9. Isı Eşanjörü	62
4.10. Hidrolik Sistem Ağırlığı	63
5. SİSTEM MALİYET ANALİZİ	64
5.1. Sistemden Elde Edilecek Kazanç	64
5.2. Sistemin Kurulum Maliyeti	68

6. SİSTEMİN SAĞLAYACAĞI DİĞER AVANTAJLAR.....	69
6.1. Egzoz Emisyonlarına Etkisi	69
6.2. Frenleme Sistemine ve Motor Üzerine Etkisi	72
7. SONUÇ.....	73
8. KAYNAKLAR DİZİNİ	74

EKLER

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Hidrolik Hibrid Sistem.....	3
1.2. MAN Lion's Otobüs Üzerinde Hidrolik Hibrid Montajı	4
1.3. Frenleme Evresi.....	7
1.4. İvmelenme Evresi	7
2.1. Taşıtın Genel Hareketi	9
2.2. Hidrolik Sistemde Depolanabilecek Enerjinin Zamanla Değişim	11
2.3. Taşıttan Çekilen Gücün Zamanla Değişim	12
2.4. Hidrolik Pompa Devir Sayısının Zamanla Değişimi	14
2.5. Hidrolik Pompa Debisinin Zamanla Değişimi	15
2.6. Hidrolik Akümülatördeki Faydalı Hacim Değişimi	16
2.7. Hidrolik Akümülatöre Basılan Yağ Hacminin Zamanla Değişimi	17
2.8. Hidrolik Akümülatördeki Basıncın Zamanla Değişim	19
2.9. Frenleme Evresi Kinetik Enerji Değişimi	21
3.1. Yuvarlanma Direncine Kütle Etkisi	27
3.2. Yuvarlanma Direncinin Zamanla Değişim	28
3.3. Yokuş Direncinin Kütle ile Değişim	29
3.4. Yokuş Direncinin Eğim ile Değişim	30
3.5. Hava Direncinin Zamanla Değişimi	32
3.6. İvme Direncinin Kütle ile Değişim	35
3.7. Hidrolik Motor Devir Sayısının Zamanla Değişimi	37
3.8. Taşıt Şaftının İhtiyacı Olan Gücün Zamanla Değişimi	38
3.9. Taşıt Şaftının İhtiyacı Olan Enerjinin Zamanla Değişimi	39
3.10. Tekrar İvmelenme Sırasındaki Sistem Debisinin Zamanla Değişimi	40
3.11. Faydalı Yağ Hacminin Değişimi	41
3.12. Hidrolik Akümülatördeki Basınç Değişimi	42
3.13. Hidrolik Pompa/Motorun Şafta Vereceği Güç	44
3.14. Hidrolik Pompa/Motorun Şafta Vereceği Enerji	44
3.15. İvmelenme Evresi Kinetik Enerji Değişimi	46
4.1. Hidrolik Sistem Devre Şeması	48

4.2. Sabit Deplasmanlı Eğik Eksenli Pistonlu Pompa	50
4.3. Hidrolik Pompa/Motorun 3B Çizilmiş İç Yapısı	51
4.4. Sabit Deplasmanlı Eğik eksenli Pistonlu Pompanın Komponentleri	52
4.5. Hidrolik Pompanın Tahrik Mili Flanşındaki Kuvvetlerin Dağılımı	53
4.6. Hidrolik Motorun Tahrik Mili Flanşındaki Kuvvetlerin Dağılımı	54
4.7. Pistonlu Gazlı Akümülatör	55
4.8. Yağ Tankı	56
6.1. Egzos Sistemi Çalışma Şeması	70

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Cizelge</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Frenleme Evresi Sistem Değişkenleri	21
3.1. Taşıt Cinsi Yol ve Durumuna Göre Yuvarlanma Direnç Katsayısı	25
3.2. Yuvarlanma Direncine Zamanın ve Kütlenin Etkisi	27
3.3. Yokuş Direncinin Kütle ile Değişim	29
3.4. Yokuş Direncinin Eğim ile Değişim	30
3.5. Araçlara Göre Yuvarlanma Direnci Katsayıları	31
3.6. Eşdeğer Kütle Faktörünün Ortalama Değeri	33
3.7. İvme Direncine, Vites Değişim Katsayısının Etkisi	34
3.8. Hidrolik Akümülatörden Taşıta Aktarılabacak Güç ve Enerji Değerleri	43
3.9. İvmelenme Evresi Sistem Değişkenleri	45
4.1. Değişken Debili Devreler	49
4.2. Yağ Tankı Tasarım Tablosu	58
4.3. Hidrolik Sistem Montajı ile Taşıta Eklenenecek Ağırlık	63
5.1. Örnek Güzergahlar Hakkında Genel Bilgiler	64
5.2. Hidrolik Hibrid Otobüslerin Günlük ve Yıllık Kazancı	66
5.3. Eskişehir Şehir İçi Toplu Taşıma Otobüsleri	67
5.4. Hidrolik Sistem Kurulum Maliyeti	68
6.1. Otobüs ile Emisyondaki Günlük Azalma	71
6.2. Eskişehir Toplu Taşıma İşletmelerinde Hidrolik Hibrid Sistem Kullanılması ile Günlük Emisyon Miktarlarındaki Azalma	71

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
a	İvme(m/sn^2)
a_f	Yavaşlama ivmesi(m/sn^2)
a_i	Yavaşlama ivmesi(m/sn^2)
A	Taşıttın ön izdüşüm alanı(m^2)
B	1 lt yakıttaki enerji miktarı(kJ/lt)
C_w	Hava Direnç Katsayısı
E_k	Kinetik Enerji(kJ)
f_r	Yuvarlanma direnci katsayısı
F	Kuvvet(N)
F_t	Toplam direnç kuvveti(N)
g	Yerçekimi ivmesi(m/sn^2)
i	Diferansiyel Dişlisi Tahvil Oranı
K_1	1 kJ enerji fiyatı (YTL/ kJ)
K_2	%40'lık verimden sonraki 1 kJ enerjinin fiyatı(YTL/ kJ)
K_3	Km'deki para kazancımız(YTL/km)
K_4	1 km'deki yakıt kazancı(lt/km)
m	Taşıttın Kütlesi(kg)
M	Taşıttın Eni(m)
n_p	Hidrolik pompa/motorun devir sayısının zamanla değişim(d/sn)
n_o	Hidrolik pompa/motorun frenlemeye başladığı andaki devir sayısı(d/sn)
N	Güç(kW)
N_f	Taşıttan Çekilecek Güç(kW)
n	Sabit katsayı (azot gazı için)
N_p	Hidrolik pompa tarafından çekilen güç(kW)
N_e	Taşıttın ihtiyacı olan güç(kW)
$N_m(t)$	Hidrolik motordan aktarılan güç(kW)
$n_m(t)$	Hidrolik motorun herhangi bir andaki devir sayısı(d/sn)
$P(t)$	Zamana göre azot gazı basınç değişimi(Pa)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ(devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
P_1	Frenlemeye başlanıldığı anda hidrolik akümülatördeki azot gazı basıncı(Pa)
P_2	İvmelenmeye başladığı anda hidrolik akümülatördeki azot gazı basıncı(Pa)
R_{yuv}	Yuvarlanma Direnci(kN)
$R_{yokuş}$	Yokuş Direnci(kN)
R_{hava}	Hava Direnci(kN)
R_{ivme}	İvme(Atalet) Direnci(kN)
R	Lastik Yarıçapı(m)
Q_f	Hidrolik akümülatöre basılan yağ debisi(m^3 / sn)
Q_{max}	Hidrolik pompa/motor'un çıkabileceği maksimum debi (m^3 / sn)
Q_i	Hidrolik motor debisi(m^3 / sn)
s	Yol(m)
s_f	Frenleme süresince alınan yol(m)
t_f	Toplam frenleme süresi(sn)
t_i	Toplam ivmelenme süresi(sn)
T_s	Şaft torku(Nm)
v	Hız(m/sn)
V_g	H. Pompa/Motor'un bir devirde akümülatöre bastığı yağ hacmidir. (m^3 / dev)
V_f	Hidrolik akümülatöre basılan yağ hacmi(m^3)
V_{f_i}	Yağ tankına basılan yağ hacmi(m^3)
$V(t)$	Zamana göre azot gazı hacim değişimi(m^3)
V_1	Frenlemeye başlanıldığı anda hidrolik akümülatördeki azot gazı hacmi(m^3)
V_2	İvmelenmeye başladığı anda hidrolik akümülatördeki azot gazı hacmi(m^3)
η_p	Pompa Verimi
α	Hidrolik Motorun Açısal İvmesi(rd/sn^2)
ρ	Hava Yoğunluğu (kg / m^3)
L	Taşıtın yüksekliği(m)

Ψ	Eşdeğer Kütle Faktörü
η_{tr}	Transmisyon sistem verimi
ω	Hidrolik Motorun Açısal Hızı(r/sn)
ω_1	İlk hareket anındaki hidrolik motorun açısal hızı (r/sn)
ω_ξ	Şaftın açısal hızı(r/sn)
ω_m	Hidrolik motorun açısal hızı(r/sn)
η_m	Motor Verimi

Kısaltmalar **Açıklama**

m	Metre
sn	Saniye
dk	Dakika
lt	Litre
cm	Santimetre
Pa	Paskal
vd.	Ve diğerleri

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Günümüz taşıt teknolojisinde, artan enerji ihtiyacına karşın kaynakların gittikçe azalması bilimsel çalışmaları iki noktada yoğunlaştırmıştır; varolan enerji kaynaklarının en iyi şekilde kullanılması ve alternatif enerji kaynaklarının araştırılması.

Taşıt teknolojisinde yapılan araştırmalarda, enerji kazançları, alternatif yakıtların araştırılması, araç ömrünün maksimuma ulaştırılması ve yüksek standartlarda güvenlik sağlamanın yanı sıra çevreyi en az kirleten taşıtların üretilebilmesi hedeflenmiştir. Küresel ısınmanın oluşmasında taşıtlardan atılan zararlı emisyonların etkisi büyüktür. Bu nedenle taşıt tasarımı yapılırken çevreye vereceği zararda araştırılmaktadır.

Taşıtlarda bir taraftan yeni taşıtlar tasarlanırken diğer taraftan mevcut taşıtlarda modifikasyonlar yapılmaktadır. Örneğin, toplu taşımacılıkta kullanılan taşıtların fren sistemlerinde geliştirme çalışmaları yapılmaktadır. Frenleme ile kaybolan enerji hidrolik enerjiye çevrilip depolanarak yakıt tasarrufu sağlanabilir. Bu şekilde hem bireysel anlamda kişilere kazanç sağlamak hem de ülke ekonomisine katkısı olmaktadır. Bunun yanı sıra çevreyi kirleten emisyonları azaltarak gelecek için önemli bir yatırım olmakla birlikte dünya standartlarında bir ülke olabilmek için bu şekilde çevre standartlarına uygun taşıt tasarımları yapmak önem arz etmektedir.

Şehir içi toplu taşımacılıkta kullanılan otobüsler, belirli aralıklarla dur-kalk yaparlar ve her durup kalkmada büyük oranda frenleme enerjisi, sürtünme ile ısı enerjisine dönüştürülerek balatalar aracılığı ile dışarı atılır. Dolayısıyla frenleme sonucu oluşacak ısı enerjisi faydalı bir iş yapmaz ve ısınma nedeniyle balataları aşındırır. Bu nedenle bu proje, şehir içi trafiğinde sık sık durup kalkan taşıtlar için tasarlanmıştır.

Hareket halindeki taşıt enerjisinin, hidrolik enerjiye çevrilerek depolanabildiği sistemlerin bulunduğu taşıtlara “Hidrolik Hibrid Taşıtlar” denir. Frenleme enerjisinin tekrar kazanılmasına ise Kazanımlı Frenleme (Regenerative Braking) denilmektedir.

1.1. Sistemin Tanıtılması

Sistemimiz büyük taşıtlarda frenleme enerjisini geri kazanmak amacıyla tasarlanmıştır. Bizim projemizdeki örnek taşıt, toplu taşımacılıkta kullanılan MAN Lion's Classic şehir içi otobüsüdür. Otobüsün tam yüklü halde kütlesi 15000 kg' dır. Taşıt ile ilgili ayrıntılar Ek 1'de verilmiştir.

Taşıtlarda frenleme sırasında çok fazla miktarda mekanik enerji, ısı enerjisine dönüştürülerek dışarı atılır. Bu enerji kaybı karşımıza yakıt tüketimindeki kayıp olarak çıkmaktadır. Bunu, taşıtlardaki şehir içi yakıt tüketimi ve şehir dışı yakıt tüketimleri arasındaki büyük farklılık açıkça ortaya koymaktadır. Çünkü şehir içinde taşıt, trafik ışıklarından veya trafik yoğunluğundan çok fazla durup kalkma yaptığı için yakıt tüketimi fazla olmaktadır. Kaybolan bu enerji çeşitli yöntemlerle geri kazanılabilir.

Bunlardan birincisi; kinetik enerjiyi, elektrik enerjisine çevirerek depolamaktır. Bunun için taşıt şaftına dinamo bağlamamız gerekmektedir. Küçük taşıtlar için dinamo bağlamak uygun olmasına rağmen büyük taşıtlarda bu yöntem uygun değildir. Çünkü ağır taşıtlarda eklenecek ağırlık çok fazla olmakta ve elektrikli hibrid sistem elemanlarının montajı için uygun yer bulunamamaktadır.

İkinci yöntem, atılacak enerjiyi mekanik enerji olarak depolamaktır. Frenleme sırasında, sisteme konulacak yay veya volana, frenleme enerjisi mekanik enerjiye çevrilerek depolanabilir. Fakat yay kullanıldığında yay boyutlar çok büyük olur. Volan kullanımında ise boyutlar ayarlanabilir fakat taşıtta dengesizlikler oluşabilir ve emniyetli bir sistem elde edemeyiz.

Üçüncü yöntem olarak, elektrik enerjisi kullanılarak suyun çok kısa sürede elektrolizasyonu ile kısa sürede yüksek konsantrasyonlu hidrojen elde edilebilmektedir. Enerji hücreleri frenleme enerjisinin çekilip depolanmasında kullanılabilir. Ancak böyle bir sistemin maliyeti ise oldukça yüksektir. Bu sistem ile ilgili iyileştirme çalışmaları devam etmektedir.

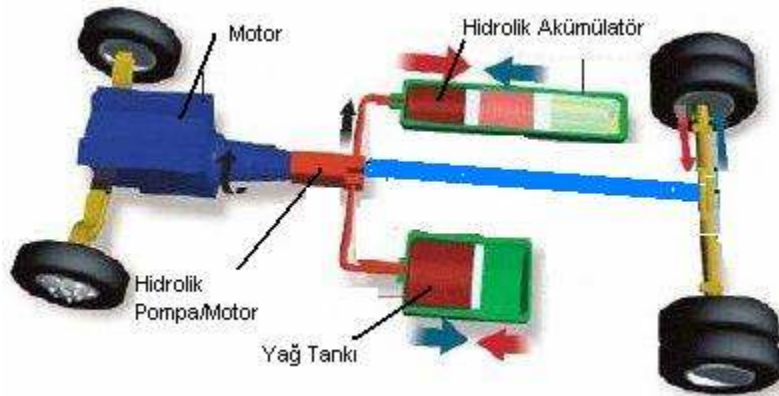
Dördüncü yöntem olarak, frenleme enerjisinin hidrolik enerjiye dönüştürülerek depolanmasıdır. Bu sistem için öncelikle hidrolik pompa, hidrolik motor ve hidrolik akümülatörlere ihtiyaç vardır. Frenleme sırasında hidrolik pompa, yağ tankından çektiği hidrolik yağı, hidrolik akümülatör içine basar. Araç yeniden hareket ettirmek

istenildiğinde bu sefer devreye hidrolik motor sokulur ve hidrolik akümülatördeki sıvı, sıkıştırılmış azot gazının etkisi ile yağ tankına gönderilirken, araç şaftına bağlı olan hidrolik motor araca ilk hareket için gerekli olan torku sağlar. Bu sistem ağır taşıtlar için çok uygun bir sistemdir.

Bizim tasarlayacağımız hidrolik hibrid sistemde, ana amacımız mevcut taşıtlara uygulanabilir, maliyetleri minimuma indirerek ilk hareketi sağlayabilmektir.

Hidrolik sistemdeki ana elemanlarımız;

- Hidrolik Pompa/Motor
- Hidrolik Akümülatör
- Yağ Tankı
- Gerekli Valfler
- Hidrolik Taşıyıcılar
- Hidrolik Sıvı

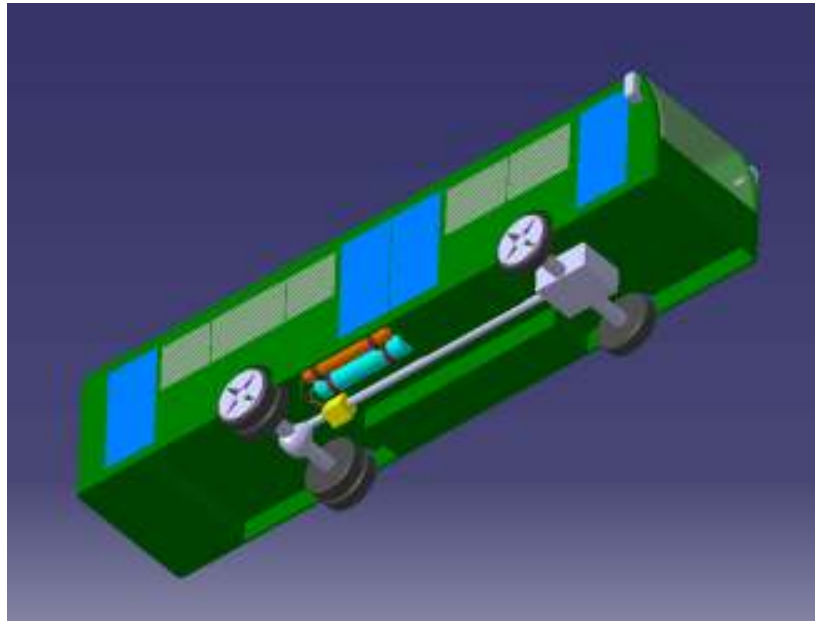


Şekil 1.1. Hidrolik Hibrid Sistem

Sistemimizin genel görünümü Şekil 1.1.'de verilmiştir. Taşıt maksimum 40 km/h hızda seyir ederken durak veya trafik ışığında durması gerektiğinde sürücü tarafından yön kontrol valfi kumanda edilir ve hidrolik sistem devreye sokulur. Sistemde sürtünme ile dışarı atılacak enerji; hidrolik pompa tarafından, yağ tankından yağ çekilip hidrolik akümülatöre pompalamada kullanılır. Bu şekilde hidrolik

akümülatör içinde gaz sıkıştırılarak hidrolik akümülatöre enerji depolanmış olur. Taşıt durduktan sonra yeniden hareket ettirilmek istenildiğinde, sürücü yön kontrol valfine tekrar müdahale eder ve hidrolik akümülatör içinde depolanmış hidrolik enerji ile hidrolik motor tahrik edilir. Şaft üzerine bağlı olan hidrolik motorda bu sayede şaftın hareketi için gereken torku sağlar. Belirtilen hıza ulaşıldığında yön kontrol valfine tekrar müdahale edilerek sistem devreden çıkarılır.

Bu sistemde hidrolik pompa ve hidrolik motoru ayrı ayrı kullanmak yerine; yer, ağırlık ve ekonomik olarak daha uygun olması için Eğik Eksenli Hidrolik Pompa/ Motor kullanılacaktır. Hidrolik Pompa/ Motor taşıt şaftına, yön kontrol valfi ise sürücünün müdahalesine uygun olacak şekilde taşıt üzerine montajı yapılacaktır. Hidrolik akümülatör ve yağ tankı ise hacim olarak çok büyük olduklarından taşıttaki en uygun yere monte edilecektir. Taşıt üzerine montajı Şekil 1.2.'de gösterilmiştir.



Şekil 1.2. MAN Lion's Otobüs Üzerinde Hidrolik Hibrid Montajı

Bölüm 2’de 40 km/ h hızda frenlemeye geçen taşıtın kinetik enerjisi 925 kJ olarak bulunmuştur. Eskişehir ilinde bir toplu taşıma otobüsü km’ de 4 defa durup kalktığına göre 1 km ‘de 3700 kJ enerji, dışarı ısı enerjisi olarak atılmaktadır.

Tasarladığımız bu sistem sayesinde yakıt tüketiminde % 75 kazanç sağlanacaktır. Bunun yanı sıra ilk hareket sırasında yakıt sarfiyatının azalmasından dolayı küresel ısınmaya neden olarak gösterilen taşıtlardaki zararlı emisyonlarında azalmasını sağlanacaktır.

1.2. Sistemin Yararları ve Mahsurları

Hidrolik hibrid sistem, taşıtın durup kalkması sırasında taşıt için büyük avantajlar içeriyor çünkü frenleme yapıldığı zaman enerjinin büyük kısmı depolanabiliyor. Bu enerji daha sonra taşıta ilk hareketi vermek için kullanılıyor. Sistemde oluşan gürültü ve tasarım zorlukları olmasına rağmen birçok özel kuruluş bu dezavantajları çözebilmek için ortak çalışmalar yapmaktadırlar. Bu sistem özellikle;

- Kamyonlarda(özellikle çöp kamyonları)
- Toplu taşıma araçları(şehiriçi toplu taşıma otobüsler, servisler...)
- SUV(Jeep, orta ölçekli kamyonetler)
- Dağıtım araçları(Kargo taşıtlarında vb)

uygulanabilir.

Hidrolik Hibrid Sistemin Yararları:

- Yakıt ekonomisi
- Egzoz gazı emisyonlarını azaltma
- Frenleme sistemindeki ısınmadan dolayı oluşan aşınmaları önleme
- Taşıt motorunun daha az kullanılmasını sağlayarak aşınmayı azaltma
- Bakım masraflarının azalması
- Tasarım maliyetinin yakıt ve bakım masraflarında karşılanabilmesi

Hidrolik Hibrid Sistemin Mahsurları:

- Hidrolik sistemden dolayı gürültü oluşması
- Sistemin taşıta montajı
- Sistemin ilk maliyeti

1.3. Sistem İle İlgili Yapılan Araştırmalar

Dünyada birçok firma, hidrolik hibrid sistemle ilgili araştırmalar yapmaktadır. UPS Firmasına ait hidrolik hibrid sistemli kargo dağıtım aracının prototipi 2007 yılında bitirilmiş, 2010 yılında bu araçlar seri olarak kullanımına başlanılacaktır.

The U.S. Environmental Protection Agency(EPA)

UPS

Eaton Cooperation-Fluid Power

International Truck and Engine Cooperation

U.S. Army- National Automotive Center

Morgan-Alson

Ford Motor Company

Parker Hannifin Corporation

Volvo

Michigan University

Monash University

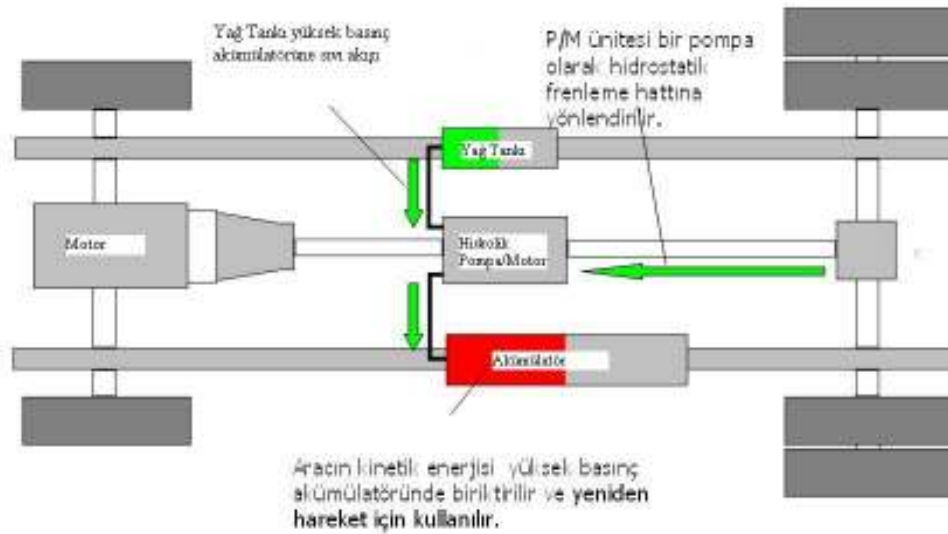
firmaları bu çalışmalarını destekleyen ana firmalardandır.

1.4. Sistemin Çalışması

Sistemin çalışmasını iki evre halinde açıklayabiliriz;

- Frenleme Evresi
- İvmelenme Evresi

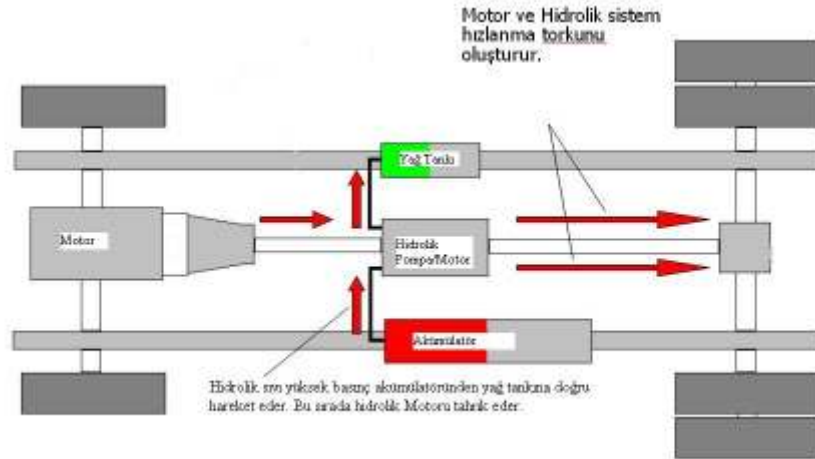
Frenleme evresinde taşıtta frenleme enerjisi hidrolik enerjiye çevrilerek depolanır, ivmelenme evresinde ise depolanmış hidrolik enerji taşıttın ilk hareketini sağlamak için mekanik enerjiye çevrilir.



Şekil 1.3. Frenleme Evresi

Taşıttın durdurulmak istendiğinde debriyaj aracılığıyla vites boşa alınır. Daha sonra yön kontrol valfi kullanılarak hidrolik devre sisteme sokulur. Hidrolik pompa, yağ tankından hidrolik yağı alır ve hidrolik akümülatörü basınçlı akışkan ile doldurmaya başlar. Bu sırada hidrolik pompa şafttan büyük oranda enerji çektiğinden taşıttın yavaşlamaya başlar ve bir süre sonra durur. Frenleme evresinin şematik gösterimi Şekil 1.3.'de verilmiştir.

İvmelenme evresi;



Şekil 1.4. İvmelenme Evresi

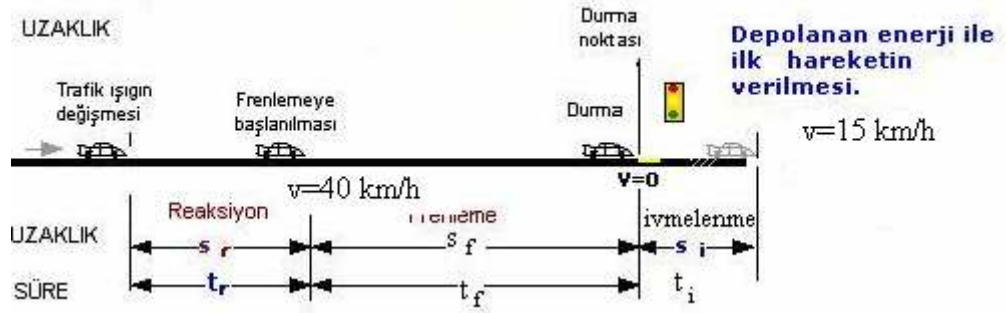
Hidrolik akümülatör frenleme enerjisi ile doldurulmuş durumdadır. Taşıt durakta durduğunda veya ışıkta beklediği sürece bu enerjide kayıplar oluşmaz. Taşıt yeniden hareket ettirileceği zaman sürücü yön kontrol valfine tekrar müdahale ederek sistemi devreye sokar ve hidrolik akümülatördeki basınçlı akışkan yağ tankına hidrolik motor üzerinden gönderilir. Bu sırada hidrolik motor şafta güç vererek taşıtın hareket etmesini sağlar. İvmelenme evresinin şematik gösterimi Şekil 1.4.'de verilmiştir.

BÖLÜM 2

FRENLEME EVRESİ

Frenleme evresi, taşıtın belirli bir hızda iken sistemin devreye sokulup, frenleme enerjisinin hidrolik enerjiye çevrilerek hidrolik akümülatöre depolandığı evredir.

Taşıt durdurulmak istenildiğinde vites boşa alınarak motor ile dişli birbirinden ayrılır. Enerji depolamak için yön kontrol valfi uygun konuma getirilerek hidrolik pompa/motor devreye sokulur ve hidrolik pompa, yağ tankından hidrolik akışkanı alır ve hidrolik akümülatöre pompalar. Hidrolik akümülatör basınçlı akışkan ile dolmaya başlar ve taşıtın durması ile pompalama işlemi sona erer. Sistem basıncının yüksek olması durumunda basınç kontrol valfi devreye girer ve fazla akışkanı yağ tankına göndererek sistemi rahatlatır. Sistem 40 km/h ve daha düşük hızlarda devreye alınmalıdır. Taşıt hareketi Şekil 2.1.'de gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Taşıtın Genel Hareketi

2.1. Frenleme Sürecinde Hareket Denklemleri

Sistemi devreye sokabilmemiz için aracın hızını azaltmamız yani frenleme yapmamız gerekir. Bunun için bir yavaşlama ivmesi kabulü yapmalıyız. Otobüsler için konforlu yavaşlama ivmesi $1,5 \text{ m/sn}^2$ ' dir (Bosch, 2004)[6]. Şehir içi otobüslerde

ortalama hız 40 km/ h 'dir. Bu nedenle sistemi devreye sokacağımız hız ise 40 km/h olarak alınmıştır.

$$a = \frac{dv(t)}{dt} \Rightarrow \int_0^{t_f} 1,5 dt = \int_0^{11,11 m/sn} dv(t) \Rightarrow t_f = 7,4 \text{ sn}$$

$$v = \frac{ds(t)}{dt} \Rightarrow \int_0^s ds = \int_0^t at dt$$

$$s(t) = 0,75t^2 \dots\dots\dots 1$$

toplam frenleme süresi boyunca alınan yol;

$$s(7,4) = 0,75(7,4)^2 \Rightarrow s_f = 41 \text{ m}$$

40 km/h hızdaki taşıt 1,5 m/sn² yavaşlama ivmesi ile 7,4 sn' de 41 m de durur.

2.2. Frenleme Sırasında Depolanacak Enerji

Sabit v hızıyla hareket etmekte olan m kütleli bir aracın o andaki kinetik enerjisi;

$$E_k = \frac{1}{2}mv^2 \dots\dots\dots 2$$

formülü ile hesaplanır. $a_f = 1,5 \text{ m/sn}^2$ yavaşlama ivmesi ile hareket eden taşıtın hızı;

$$v(t) = v_1 - a_f t \dots\dots\dots 3$$

Bu hız değerini Denklem 2'de yerine yazarsak enerjinin frenleme süresince zamana bağlı değişimini elde ederiz.

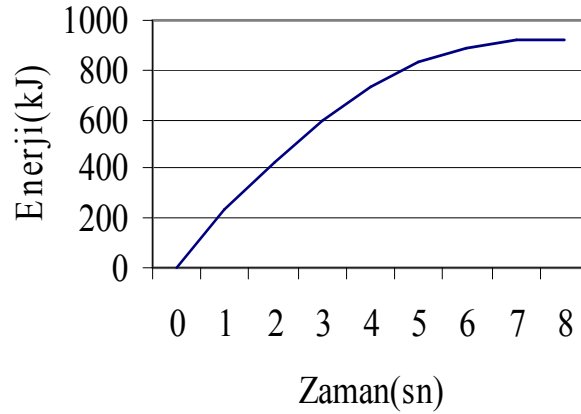
$$E_k(t) = \frac{1}{2}m[v_1^2 - (v_1 - a_f t)^2] \dots\dots\dots 4$$

Sistemde sabit kabul edilen değerlerden $m = 15000 \text{ kg}$ ve $a_f = 1,5 \text{ m/sn}^2$ yerine yazarsak, sistemde depolanabilecek enerjinin zamanla değişimin elde ederiz;

$$\begin{aligned} E_k(t) &= 0,5 * 15000 * [11,11^2 - (11,11 - 1,5t)^2] \\ &= 7500[11,11^2 - (11,11^2 - 2 * 11,11 * 1,5 * t + 2,25 * t^2)] \end{aligned}$$

$$E_k(t) = 250t - 16,9t^2 \text{ kJ} \dots\dots\dots 5$$

Sistemde depolanabilecek enerjinin zamanla değişimi Şekil 2.2.'de gösterilmiştir.



Şekil 2.2. Hidrolik Sistemde Depolanabilecek Enerjinin Zamanla Değişimi

Taşıttan çekilebilecek gücün zamana bağlı değişimi;

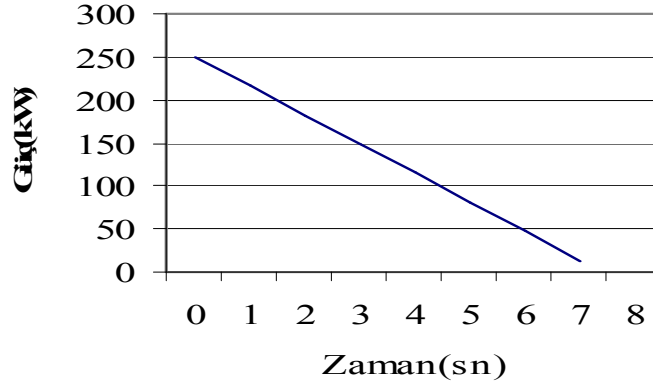
$$N_f(t) = \frac{dE_k(t)}{dt} = \frac{d[0,5 * m * (v^2 - (v - at)^2)]}{dt} = \frac{d}{dt}[0,5 * m(v^2 - v^2 + 2atv + a^2t^2)]$$

$$N_f(t) = ma(v - at)$$

$$= 15000 * 1,5 * (11,11 - 1,5t)$$

$$N_f(t) = 250 - 33,8t \text{ (kW)} \dots\dots\dots 6$$

Sistemde depolanabilecek gücün zamanla değişimi Şekil 2.3.'de gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Taşıttan Çekilen Gücün Zamanla Değişim

2.3. Frenleme Enerjisinin Depolanması

Taşıt frenleme enerjisini, şafta bağlanacak hidrolik pompa yardımı ile çekebilir. Hidrolik pompanın devir sayısının değişimi;

$$n_p(t) = n_0 - \int_0^t \frac{n_0}{t_f} dt \dots\dots\dots 7$$

$$n_p(t) = n_0 - \frac{n_0}{t_f} t \text{ (d/sn)} \dots\dots\dots 8$$

formülü ile bulunur. Bu denklemde;

$n_p(t)$ = Pompanın herhangi bir t anındaki devir sayısı(d/sn)

n_0 = Pompanın frenlemeye geçtiği andaki devir sayısı

t_f = Toplam frenleme süresi ($t_f = 7,4$ sn)

Hidrolik pompanın frenlemeye geçtiği andaki devir sayısını bulmak için önce tekerlekteki devir sayısını buluruz.

Şehir içi toplu taşıma otobüslerinde 295/80 R 22.5 295 tipi lastikler kullanılmaktadır. Lastiğin çevresini hesaplariken bu rakamlardan faydalanırız.

295: milimetre cinsinden lastiğin taban genişliği

80:%cinsinden lastiğin yanağının, taban genişliğine oranı

22.5: inç cinsinden, kullanılan jantın çapı

Lastik Yarıçapı = Jant Yarıçapı + (Lastiğin Taban Genişliği*0,80)

Lastiğimizin jant yarıçapı; 22.5 inch yani 57,15 cm'dir

Lastik Yarıçapı=(57,15 /2) + 23.6 = 52,175 cm

Lastik Çevresi=2 . 3,1416 . 52,175 = 327,8 cm

$$n_{0_{te\ ker\ lek}} = 40 \frac{km}{h} \frac{1h}{3600sn} \frac{1000m}{1km} \frac{1}{3,278m} \dots\dots\dots 9$$

$$n_{0_{te\ ker\ lek}} = 3,4 \text{ d/sn}$$

Diferansiyel dişli kutusundaki tahvil oranı 5,57 olduğuna göre şaftın devir sayısı;

$$n_{0_{\text{şaft}}} = n_{0_{te\ ker\ lek}} * \text{Diferansiyel Tahvil Oranı} \dots\dots\dots 10$$

$$= 3,4 \text{ d/sn} * 5,57$$

$$n_{0_{\text{şaft}}} = 18,938 \text{ d/sn}$$

Hidrolik pompa/motor şaft üzerine monte edildiği için 40 km/ h' deki devir sayısı şaftın devir sayısı ile aynı olacaktır.

$$n_{0_{\text{şaft}}} = n_0 \dots\dots\dots 11$$

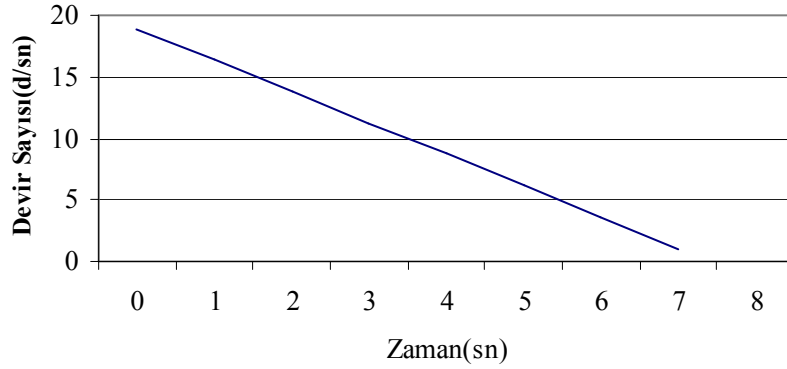
$$n_0 = 18,938 \text{ d/sn}$$

Denklem 8'de sabit değerleri yerine yazarsak;

$$n_p(t) = 18,938 - \frac{18,938}{7,4} t$$

$$n_p(t) = 18,938 - 2,56t \text{ (d/sn)} \dots\dots\dots 12$$

Hidrolik pompanın devir sayısının zamanla değişimi Şekil 2.4.'de gösterilmiştir.



Şekil 2.4. Hidrolik Pompa Devir Sayısının Zamanla Değişimi

2.3.1. Hidrolik akümülatöre basılan yağ debisi

Hidrolik sistem içinde hidrolik pompa tarafından akümülatöre basılacak yağ hacmi;

$$Q_f(t) = V_g * n_p(t) (m^3 / sn) \dots\dots\dots 13$$

$Q_f(t)$: m^3 / sn cinsinden akümülatöre basılan yağ debisi

V_g : m^3 / dev cinsinden pompanın bir devirde akümülatöre bastığı yağ hacmidir.

Sabit deplasmanlı hidrolik pompa/motor kullandığımız için bu değer sabit olacaktır.

Denklem 13'de Denklem 7'yi yerine yazarsak,

$$Q(t) = V_g [n_0 - \int_0^t \frac{n_0}{t_f} dt] \dots\dots\dots 14$$

debinin zamana bağlı değişimi bulunur.

Hidrolik pompa/ motor seçimi yapıldıktan sonra;

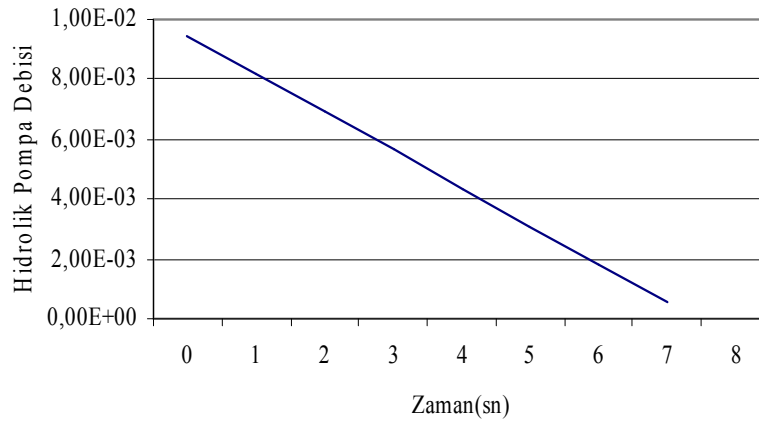
$$V_g = 5 * 10^{-4} m^3 / dev$$

$$Q_{max} = 0,01 m^3 / sn$$

Sabit değerleri Denklem 14'de yerine yazarsak;

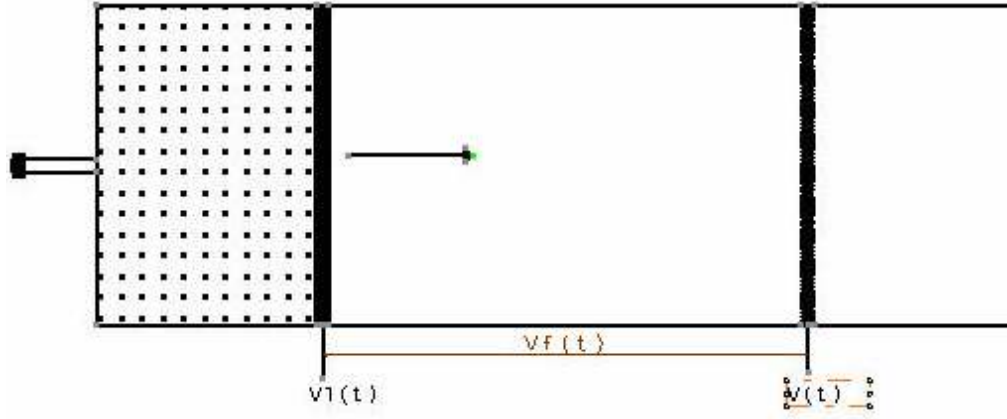
$$Q_f(t) = 0,0005 * (18,938 - 2,56t) (m^3 / sn) \dots\dots\dots 15$$

bulunur. En yüksek debi en yüksek hızda gerçekleşir yani hızımız 40 km/h iken debi maksimumdur. Bu anda ki debi $Q_f = 9,47 * 10^{-3} m^3 / sn$ olarak bulunur. Bu debi, hidrolik pompa/motorun debisinden düşük olduğu için frenleme sırasında hidrolik akümülatöre hidrolik yağ pompalanmasında sorun oluşmaz. Hidrolik pompanın debisinin zamanla değişimi Şekil 2.5.'de gösterilmiştir.



Şekil 2.5. Hidrolik Pompa Debisinin Zamanla Değişimi

2.3.2. Hidrolik akümülatöre basılan yağ hacmi değişimi



Şekil 2.6. Hidrolik Akümülatördeki Faydalı Hacim Değişimi

V_1 :Frenleme başlangıcındaki akümülatördeki gaz hacmi

V_f :Hidrolik akümülatöre basılan yağ hacmi

$$V(t) = V_1 - V_f(t) \dots\dots\dots 16$$

$$V_f(t) = \int_{t=0}^{t=7.4} Q(t)dt \dots\dots\dots 17$$

$$V_f(t) = \int_0^t V_g (n_0 - \int_0^t \frac{n_0}{t_f} dt) dt \dots\dots\dots 18$$

$$V_f(t) = V_g (n_0 t - \frac{n_0}{2t_f} t^2) \dots\dots\dots 19$$

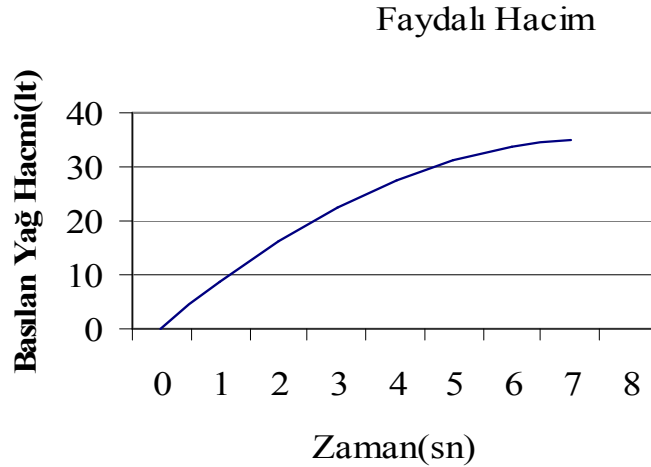
Sistemdeki sabit değerler yerine yazılırsa;

$$V_f(t) = 0,005(18,938t - 1,28t^2) (m^3) \dots\dots\dots 20$$

Frenleme sonuna kadar hidrolik akümülatöre basılan yağ hacmi;

$$V_f(7,4) = 35 \text{ lt}$$

olur. Hidrolik akümülatöre basılan yağ hacminin zamanla değişimi Şekil 2.7.'de gösterilmiştir.



Şekil 2.7. Hidrolik Akümülatöre Basılan Yağ Hacminin Zamanla Değişimi

2.3.3. Hidrolik akümülatördeki basınç değişimi

Hidrolik akümülatör içinde azot gazı ve yanmayı önleyici az miktarda köpük vardır. Hidrolik akümülatör içindeki azot ve az miktardaki köpük karışımı yoğunluğu çok düşük olduğu için gerçek gaz kabul edilmiştir. Gerçek gazların genişleme ve sıkıştırma işlemlerinde basınç ve hacim ilişkisi $PV^n=C$ (politropik hal değişim) denkleminde uyar. Burada n sabittir.

$$P(t)V^n(t) = P_1(t)V_1(t)$$

$$P(t) = P_1 \left(\frac{V_1}{V(t)} \right)^n \dots\dots\dots 21$$

n=1,4 sabit (azot gazı için)

P(t): Frenleme süresince zamana göre hidrolik akümülatördeki azot gazı basınç değişimi

V(t): Frenleme süresince zamana göre hidrolik akümülatördeki azot gazı hacim değişimi

P₁: Hidrolik akümülatörde frenlemeye başladığı andaki azot gazı basıncı

V₁: Frenlemeye başlanıldığı anda hidrolik akümülatördeki azot gazı hacmi

$$P(t) = P_1 \left[\frac{V_1}{V_1 - V_g \int_0^t (n_0 - \int_0^t \frac{n_0}{t_f} dt) dt} \right]^n \dots\dots\dots 22$$

t zaman sonraki basınç;

$$P(t) = P_1 \left[\frac{V_1}{V_1 - V_g (n_0 t - \frac{n_0}{2t_f} t^2)} \right]^n \dots\dots\dots 23$$

olur. Seçtiğimiz hidrolik akümülatör için;

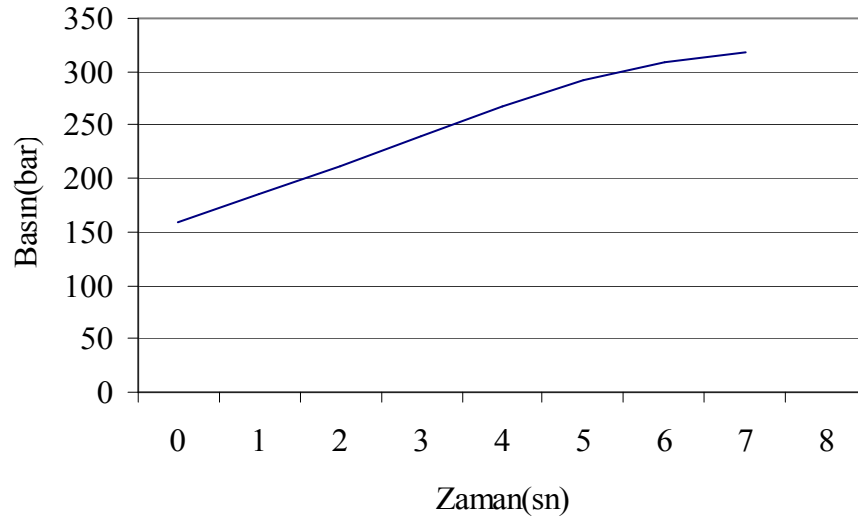
$$P_1 = 160 \text{ bar} = 160 * 10^5 \text{ Pa}$$

$$V_1 = 0,09 \text{ m}^3$$

yerine yazılırsa;

$$P(t) = 160 * 10^5 \left[\frac{0,09}{0,09 - 0,0095t - 0,0064t^2} \right]^{1,4} (\text{Pa}) \dots\dots\dots 24$$

Hidrolik akümülatördeki azot gazı basıncının zamanla değişimi Şekil 2.8.'de gösterilmiştir.



Şekil 2.8. Hidrolik Akümülatördeki Basıncın Zamanla Değişim

Taşıt durduğu anda hidrolik akümülatördeki basınç 319 bar bulunur. Hidrolik akümülatörümüz bu basıncı kaldırmalıdır ki sistemimizde yüksek basınçtan dolayı sorunlar oluşmasın. Bu nedenle hidrolik akümülatör basıncı 319 bar'dan yüksek olmalıdır.

2.3.4. Hidrolik pompa tarafında hidrolik akümülatöre aktarılabilecek enerji ve güç

Sistemde çeşitli nedenlerden dolayı güç ve enerji kayıpları oluşacaktır. Pompa tarafında çekilebilecek güç;

$$N_p(t) = \frac{Q(t) \cdot P(t)}{1000 \eta_p} \dots\dots\dots 25$$

$N_p(t)$: kW cinsinden çekilen güç

$Q_f(t)$: m^3 / sn cinsinden hidrolik akümülatöre basılan yağ debisi

$P(t)$: Pa cinsinden hidrolik akümülatör basıncı

η_p : Pompa Verimi ($\eta_p = 0.9$ alınacaktır) [Ek1]

Gücün zamanla değişimi;

$$N_p(t) = \frac{V_g \left(n_0 - \int_0^t \frac{n_0}{t_f} dt \right) P_1 \left[\frac{V_1}{V_1 - V_g \int_0^t \left(n_0 - \int_0^t \frac{n_0}{t_f} dt \right) dt} \right]^n}{1000 \eta_p} \dots\dots\dots 26$$

t zaman sonraki güç:

$$N_p(t) = \frac{V_g \left(n_0 - \frac{n_0}{t_f} t \right) P_1 \left[\frac{V_1}{V_1 - V_g \left(n_0 t - \frac{n_0}{2 t_f} t^2 \right)} \right]^n}{1000 \eta_p} \dots\dots\dots 27$$

Sistem değerleri yerine yazıldığında akümülatöre çekilebilecek maksimum güç;

$$N_p = 168 \text{ kW}$$

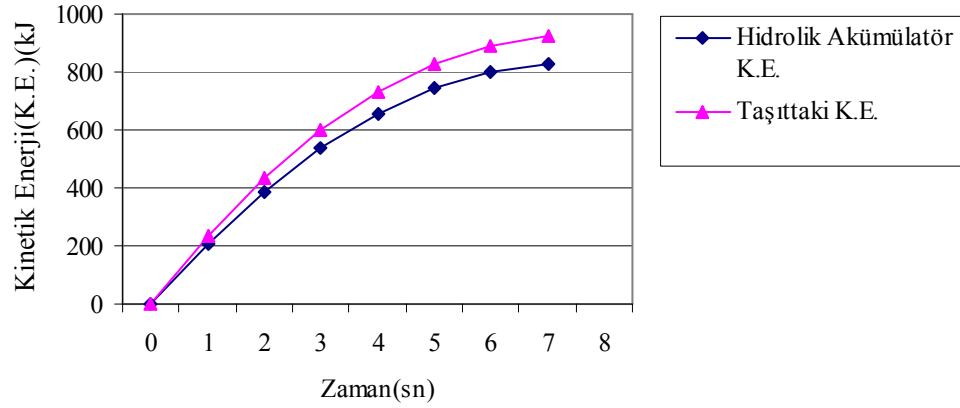
bulunur. Akümülatörde depolanabilecek enerji ise;

$$N(t) = \frac{dE_{k_{akümülatör}}}{dt}$$

Denklem bilgisayar programı yardımı ile çözüldüğünde akümülatörde depolanabilecek en yüksek enerji miktarı;

$$E_{k_{akümülatör}} = 832 \text{ kJ olarak elde edilir.}$$

Sistemdeki, taşıtın kinetik enerji değişimi ve hidrolik akümülatöre aktarılan kinetik enerji değişimi Şekil 2.9.'da gösterilmiştir.



Şekil 2.9. Frenleme Evresi Kinetik Enerji Değişimi

Frenleme Evresi sistem değişkenleri Tablo 2.1. 'de detaylı şekilde gösterilmiştir.

Tablo 2.1. Frenleme Evresi Sistem Değişkenleri

Frenleme Evresi Sistem Değişkenleri												
t (sn)	E(t) (taşıt) (kJ)	N(t) (taşıt) (kW)	n _o (şaft) (d/sn)	n _o (pompa) (d/sn)	n(t) (pompa) (d/sn)	Q _r (t) (m ³ /sn)	V _f (t) (lt)	P ₁ (bar)	V ₁ (m ³)	P(t) (bar)	N(t) (kW)	E(t) (h.akümülatör) (kJ)
0	0	250	3,4	18,9	18,9	0,0095	0	160	0,09	160	168	0
1	233	216	3,4	18,9	16	0,0082	9	160	0,09	185	168	210
2	432	183	3,4	18,9	14	0,0069	16	160	0,09	212	163	389
3	598	149	3,4	18,9	11	0,0056	23	160	0,09	240	150	538
4	730	115	3,4	18,9	9	0,0044	28	160	0,09	267	129	657
5	828	81	3,4	18,9	6	0,0031	31	160	0,09	291	99	745
6	892	48	3,4	18,9	4	0,0018	34	160	0,09	309	62	802
7	922	14	3,4	18,9	1	0,0005	35	160	0,09	318	18	830
7,4	925	0,25	3,4	18,9	0	0,0000	35	160	0,09	319	0	832

BÖLÜM 3

İVMELENME EVRESİ

Taşıt kontrollü frenleme aşamasında hidrolik akümülatöre enerji depolar. Taşıtın durakta veya ışıkta durması sonucu taşıt bir süre bekler fakat bu sürede beklemeden dolayı hidrolik akümülatördeki enerjide kayıplar oluşmaz. Araç yeniden hareket ettirilmek istenildiğinde sürücü yön kontrol valfine müdahale ederek akışkana yön verir ve yüksek basınç altında bulunan hidrolik yağ, hidrolik motor üzerinden yağ tankına gönderilir. Bu sırada hidrolik motordaki dönme etkisiyle şaft döner ve araç için gerekli ilk hareket sağlanmış olur. Belirtilen hıza gelindiğinde yön kontrol valfine tekrar müdahale edilerek hidrolik hibrid sistem devre dışı bırakılır. Tekrar debriyaja basılarak araç 2.vitese takılarak motor dişli kutusuna bağlanıp hareketin devamı sağlanır ve taşıt motordan aldığı güçle hareketine devam eder.

3.1. İvmelenme Sürecinde Hareket Denklemleri

Otobüsler için konforlu ivmelenme $a_i=0,8 \text{ m/sn}^2$ (Bosch,2004)[6] olarak belirtilmiştir. Taşıttaki ilk hedefimiz 15 km/h hıza ulaşabilmektir.

$$a = \frac{dv(t)}{dt} = \frac{dv(t)}{dt} \frac{ds(t)}{ds} = \frac{dv(t)}{ds} \frac{ds(t)}{dt}$$

$$a = v \frac{dv(t)}{ds}$$

$$\int_{s_0=0}^{s_1=s_1} a ds = \int_{V_0=0}^{V_1=15 \text{ km/h}} V dV(t)$$

$$a(s_1 - s_0) = \frac{v_1^2}{2} - \frac{v_0^2}{2}$$

$$0,8.(s_1 - 0) = \frac{4.16^2}{2} - \frac{0^2}{2}$$

$s=10.8$ m, 15 km/h hıza 10.8 m'de ulaşır.

$$a = \frac{dv(t)}{dt}$$

$$\int_{t_0}^{t_i} a dt = \int_{v_0}^{v_i} dv$$

$$a(t_i - t_0) = v_i - v_0$$

$$v(t) = v_0 + at_i - at_0$$

$$v_0 = 0, t_0 = 0 \text{ ise;}$$

$$v(t) = at$$

$$v(t) = \frac{ds}{dt}$$

$$v(t)dt = ds$$

$$\int_{t_0}^{t_i} at dt = \int_{s_0}^{s_i} ds \rightarrow \frac{at^2}{2} \Big|_0^{t_i} = s \Big|_{0_0}^{s_i}$$

$$s = \frac{1}{2} at^2$$

$$a = 0,8 \text{ m} / \text{sn}^2$$

$$s_1(t) = 0.4t^2 \dots\dots\dots 28$$

Bu formüllerden de;

$$t = \sqrt{\frac{2s}{a}} \text{ elde edilir ve } 0-10.8 \text{ m arasını depolanmış enerji ile;}$$

$$t = \sqrt{\frac{2 * 10.8}{0.8}}$$

$t=5.2$ sn de tamamlanır.

3.2. Taşıtlara Etki Eden Direnç Kuvvetleri

Taşıtlara, hareketleri sırasında çeşitli dış kuvvetler tesir eder. Bu kuvvetler, taşıtın şekline, hızına, ivmesine veya yol durumuna göre değişirler. Taşıt hareketine karşı oldukları için ‘direnç kuvvetleri’ olarak adlandırılırlar.

Hareket halindeki bir taşıta etki eden direnç kuvvetleri;

1. Yuvarlanma Direnci(R_{yuvar})
2. Yokuş Direnci($R_{yokuş}$)
3. Hava Direnci(R_{hava})
4. İvme(Atalet) Direnci(R_{ivme})

3.2.1. Yuvarlanma direnci

Yuvarlanma direnç kuvveti, taşıt tekerleğinin yuvarlanması sırasında yol ve lastiklerdeki şekil değiştirmelerden kaynaklanır.

Yuvarlanma Direncine Etki Eden Faktörler:

- Lastiğin Yapısı
- Lastiğin Hareket Ettiği Yüzey Şartları
- Lastik Şişirme Basıncı
- Hız
- Çalışma Sıcaklığı
- Lastik Çapı
- Taşıtın Ağırlığı

- Lastiğin Yapısı:

Lastik üretimi radyal ve çapraz-katlı olmak üzere iki şekildedir. Yapılan ölçümlerde radyal lastiklerin yuvarlanma direncinin çapraz-katlılara göre oldukça iyi olduğunu göstermiştir. Fakat lastik yapısının yuvarlanma direnç katsayısına etkisi oldukça az olduğu için biz radyal lastik kullanarak hesaplarımızı yapacağız.

- Lastiğin Hareket Ettiği Yüzey Şartları:

Sert ve düzgün yüzeylerdeki yuvarlanma direnci, bozuk yol şartlarına göre oldukça düşüktür. Tablo 3.1’de değişik yol ve taşıt cinsi için yuvarlanma direnci katsayıları verilmiştir.

Tablo 3.1. Taşıt Cinsi Yol ve Durumuna Göre Yuvarlanma Direnç Katsayısı (Artamonou vd., 1976)[4]

Taşıt Cinsi	Yuvarlanma Direnç Katsayısı		
	Beton yol	Orta Sertlik Toprak Yol	Kum
Binek Arabası	0.015	0.08	0.30
Ağır Kamyon ve Otobüs	0.012	0.06	0.25
Traktör	0.02	0.04	0.20

- Lastik Şişirme Basıncı:

Lastik şişirme basıncı direkt olarak lastiğin esnekliği ile ilgilidir. Sert zeminlerde şişirme basıncının yüksek olması yuvarlanma direncini düşürür.

- Hız:

Yuvarlanma direnci, hız tarafından etkilenmektedir. Özellikle yüksek hızdaki lastik deformasyon temas yüzeyinin de dışına yayılmakta ve bu kısımlarda sürekli titreşimler oluşmaktadır. Bu titreşimler, enerji kaybını artırmakta, önemli derecede ısınmaya ve lastik hasarına neden olmaktadır.

Hıza bağlı olarak yuvarlanma direnci katsayısını belirlemek için deneysel veriler üzerine kurulmuş, birçok yarı sayısal eşitlik geliştirilmiştir. Bu eşitlik genellikle;

$$f_r = a + av^n \dots\dots\dots 29$$

ve

$$f_r = 0.01(1 + \frac{v}{160})$$

şeklindedir. Burada;

v : taşıtın hızı(km/h)

a, b, n : katsayılar(belirli bir lastik, lastik iç basıncı ve yük için verilmektedir.)

Genel denklem olarak ise;

$$f_r = (0,01)(1 + \frac{V}{160 * 3,6}) = 0,01(1 + \frac{V}{576})$$

V : m/sn

Hız zamanın bir fonksiyonu olduğu için;

$$f_r = 0,01(1 + \frac{\dot{s}(t)}{576}) \dots\dots\dots 30$$

yazılabilir.

Yuvarlanma direnci formülünden;

$$R_{yuv} = f_v m \cdot g$$

$$R_{yuv} = 0,01 * (1 + \frac{\dot{s}(t)}{576}) * m * 9,81$$

$$R_{yuv} = 0,0981m + 1,703 * 10^{-4} m \dot{s}(t)$$

$$R_{yuv} = 0,0981m + 1,703 * 10^{-4} m \frac{d(0,4t^2)}{dt}$$

$$R_{yuv} = 0,0981m + 1,703 * 10^{-4} * 0,4 * 2 * t * m$$

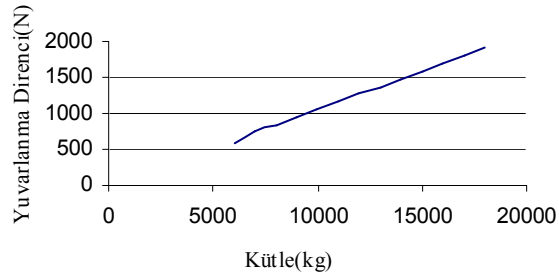
$$R_{yuv} = 0,0981m + 1,36 * 10^{-4} * m * t \dots\dots\dots 31$$

Yuvarlanma direncine kütleinin ve zamanın etkisi Tablo 3.2.'de gösterilmiştir.

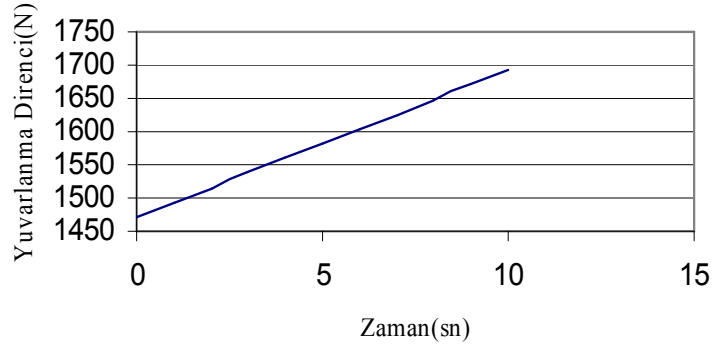
Tablo 3.2. Yuvarlanma Direncine Zamanın ve Kütlenin Etkisi

$R_{yuv} = m(0,0981 + 1,36 * 10^{-4} t)$			Formülüne Göre Yuvarlanma Direnci		
t=sbt, R(yuv)-m			m=sbt, R(yuv)-t		
R (yuvarlanma)	m	t	R (yuvarlanma)	m	t
N	kg	sn	N	kg	sn
593	6000	5,2	1472	15000	0
740	7000	5,2	1494	15000	1
846	8000	5,2	1516	15000	2
952	9000	5,2	1538	15000	3
1057	10000	5,2	1560	15000	4
1163	11000	5,2	1582	15000	5
1269	12000	5,2	1604	15000	6
1375	13000	5,2	1626	15000	7
1480	14000	5,2	1648	15000	8
1586	15000	5,2	1670	15000	9
1692	16000	5,2	1692	15000	10

Yuvarlanma direncine kütlenin etkisi Şekil 3.1.'de, zamanla değişimi Şekil 3.2.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Yuvarlanma Direncine Kütlenin Etkisi



Şekil 3.2. Yuvarlanma Direncinin Zamanla Değişim

Sistem değerlerimiz için $R_{yuv} = 1.6kN$ olarak bulunur.

3.2.2. Yokuş direnci

Bir taşıtta en önemli hususlardan biride yokuş direncidir. Devamlı olarak değişen bu direnç, yokuşu çıkan taşıttın ağırlığının yokuş doğrultusundaki bileşimine eşittir.

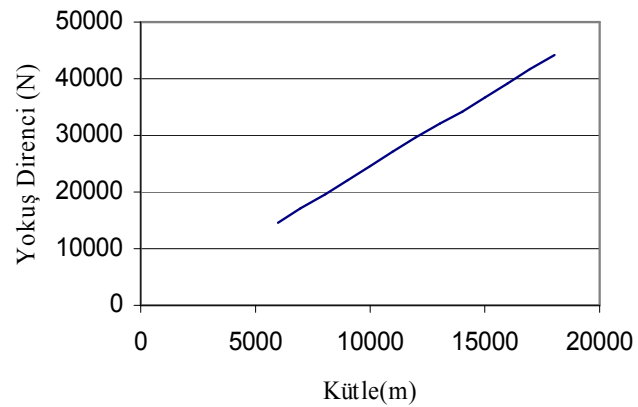
$$R_{yokuş} = m.g.\sin \alpha \dots\dots\dots 32$$

Yokuş direncine kütleinin etkisi Tablo 3.3.'de gösterilmiştir

Tablo 3.3. Yokuş Direncinin Kütle ile Değişimi

$R_{yokuş}$ (kN)	m (kg)	g (m/sn ²)	Eğim(α)	Sin α
15	6000	9,81	15	0,25
17	7000	9,81	15	0,25
20	8000	9,81	15	0,25
22	9000	9,81	15	0,25
25	10000	9,81	15	0,25
27	11000	9,81	15	0,25
29	12000	9,81	15	0,25
32	13000	9,81	15	0,25
34	14000	9,81	15	0,25
37	15000	9,81	15	0,25
39	16000	9,81	15	0,25
42	17000	9,81	15	0,25
44	18000	9,81	15	0,25

Yokuş direncine kütle etkisi Şekil 3.3.'de gösterilmiştir.

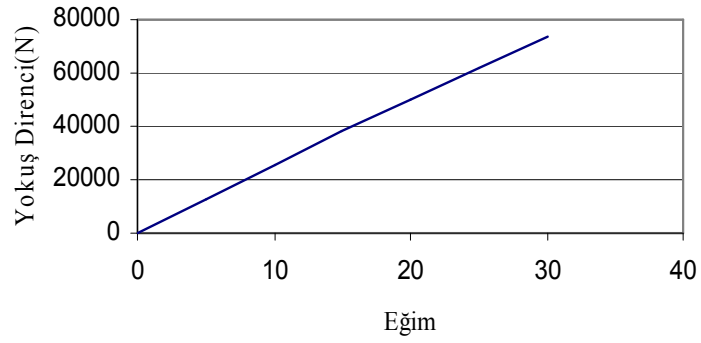


Şekil 3.3. Yokuş Direncinin Kütle ile Değişimi

Yokuş direncine eğimin etkisi Tablo 3.4.'de gösterilmiştir.

Tablo 3.4. Yokuş Direncinin Eğim ile Değişim

$R_{yokuş}$ (kN)	m (kg)	g (m/sn ²)	Eğim(α)	Sin α
0	15000	9,81	0	0
12,80205	15000	9,81	5	0,087
25,0155	15000	9,81	10	0,17
38,11185	15000	9,81	15	0,259
50,031	15000	9,81	20	0,34
61,803	15000	9,81	25	0,42
73,575	15000	9,81	30	0,5



Şekil 3.4. Yokuş Direncinin Eğim ile Değişimi

Yokuş direnci Şekil 3.4.'den de anlaşılacağı gibi kütleden ziyade eğim ile değişmektedir.

3.2.3. Hava direnci(Aerodinamik direnç)

Taşıtın hareketi sırasında, hava hareketine bağlı olarak gelişen aerodinamik kuvvetler, taşıtın performansına etkimektedir. Taşıta hızının karesi ile orantılı bir hava direnci tesir eder.

Bu direnç;

$$R_{hava} = C_w A \frac{\rho}{2} v^2 \dots\dots\dots 33$$

R_{hava} =Hava direnci (N)

C_w =Hava Direnç Katsayısı

A =Taşıtın ön izdüşüm alanı(m^2)

ρ :Hava Yoğunluğu (kg / m^3)

($\rho = 1,225kg / m^3$, 98-101kPa,15-25 °C arasında)(Çengel ve Bole,1996)[10]

Hava direnci katsayısı araçlara göre Tablo 3.5.'de verilmiştir.

Tablo 3.5. Araçlara Göre Yuvarlanma Direnci Katsayıları

(Artamonou vd., 1976)[4]

Yuvarlanma Direnci Katsayısı(C_w)	
Yarış Arabası	0.25-3
Binek arabası	0.4-0.5
Otobüs	0.6-0.7
Kamyon	0.8-1
Traktör	1,3

L: Taşıtın yüksekliği(m)

R: Lastik Yarıçapı(m)

M: Taşıtın Eni(m)

taşıtın izdüşüm alanı;

$$A = 0,9 * (L - R) * M$$

$$A = 0,9 * 2,6 * 2,5$$

$$A = 5,85m^2$$

$$R_{hava} = C_w A \frac{\rho}{2} v^2$$

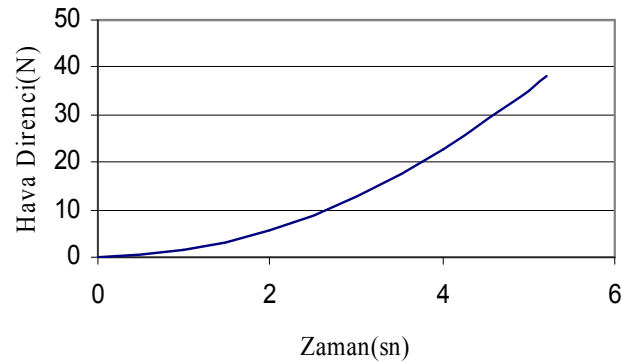
$$R_{hava} = 0,6 * 5,85 * \frac{1,255}{2} * \left[\dot{s}(t) \right]^2$$

$$R_{hava} = 2,20 \left[\frac{d(0,4 * t^2)}{dt} \right]^2$$

$$R_{hava} = 2,20 * (0,4)^2 (2t)^2$$

$$R_{hava} = 1,4t^2 \dots\dots\dots 34$$

Elde ettiğimiz bu fonksiyona göre hava direncinin zamana bağlı değişimi Şekil 3.5.'deki gibi olacaktır.



Şekil 3.5. Hava Direncinin Zamanla Değişimi

Sistem değerlerimiz için $R_{hava} = 0.0381$ kN bulunur.

3.2.4. Atalet direnci

Newton'un 2. Hareket yasasına göre; bir taşıtın hızlanması veya yavaşlaması sırasında, bu hareketlere ters yönde atalet kuvvetleri oluşmaktadır.

Newton' göre bu kuvvet;

$$F=ma$$

Taşıtın hareketi sırasında karşılaşılan bu kuvvet, ivme ile ters yönlü olduğu için ivme direnci olarak tanımlanacaktır. İvme direnci; doğrusal hareket halindeki kütlelerin atalet kuvvetleri ile dönme hareketi yapan tekerler, aktarma organları ve motorun dönel atalet kuvvetlerinden oluşmaktadır. Taşıt hızındaki bir değişim, dönen bu elemanların hızlarının değişmesi ile sağlanmaktadır.

Atalet Direnci Formülü;

$$R_{ivme} = \Psi am \dots\dots\dots 35$$

Ψ =Eşdeğer Kütle Faktörü

Eşdeğer kütle faktörünün taşıtlara ve viteslere göre değerleri Tablo 3.6.'da verilmiştir.

Tablo 3.6. Eşdeğer Kütle Faktörünün Ortalama Değeri (Artamonou vd., 1976)[4]

Eşdeğer Kütle Faktörünün Ortalama Değerleri			
Taşıt Cinsi	Direkt Vites	İkinci Vites	Birinci Vites
Binek Arabası(küçük)	1,09	1,14	1,2
Binek Arabası(büyük)	1,11	1,2	1,3
Otobüs, Kamyon	1,09	1,2	1,4

$$R_{ivme} = \Psi am$$

$$R_{ivme} = \psi \ddot{s}(t)m$$

$$R_{ivme} = \Psi * \frac{d}{dt} \left(\frac{d(0,4 * t^2)}{dt} \right) * m$$

$$R_{ivme} = \psi * \frac{d}{dt} (0,4 * 2t) * m$$

$$R_{ivme} = \Psi * 0,4 * 2 * m$$

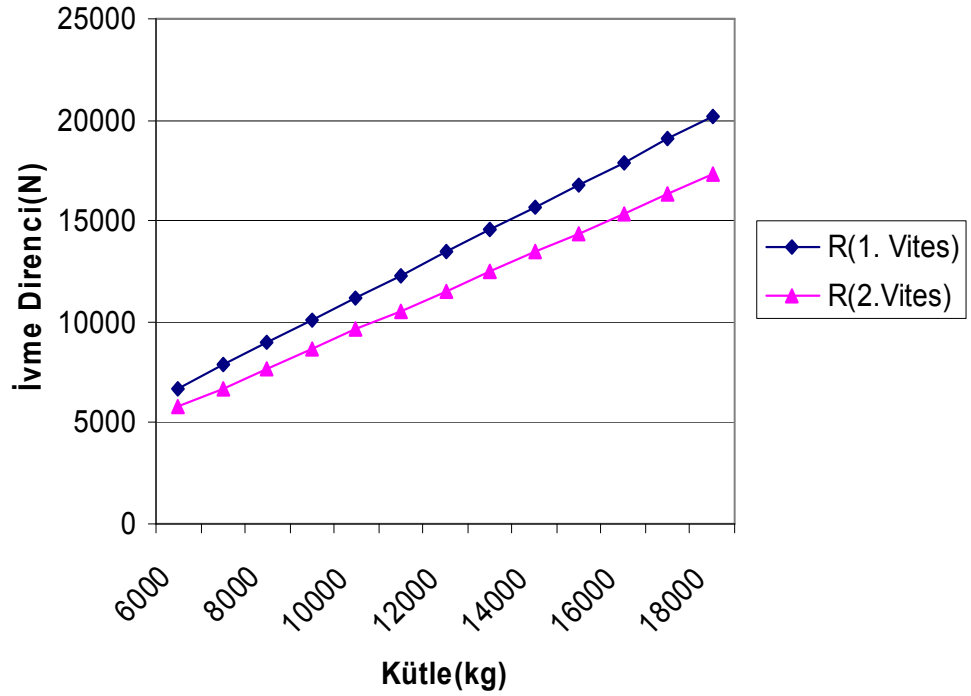
$$R_{ivme} = 0,8 * \Psi * m$$

$$R_{ivme} = 1,28m \dots\dots\dots 36$$

İvme direncine kütleinin etkisi Tablo 3.7.'de ve Şekil 3.6'da gösterilmiştir.

Tablo 3.7. İvme Direncine, Vites Değişim Katsayının Etkisi

R ivme (N) (1. Vites) (0~15km/h)	R ivme (N) (2. Vites) (15~25km/h)	Ψ (1. vites)	Ψ (2. vites)	m (kg)
6720	5760	1,4	1,2	6000
7840	6720	1,4	1,2	7000
8960	7680	1,4	1,2	8000
10080	8640	1,4	1,2	9000
11200	9600	1,4	1,2	10000
12320	10560	1,4	1,2	11000
13440	11520	1,4	1,2	12000
14560	12480	1,4	1,2	13000
15680	13440	1,4	1,2	14000
16800	14400	1,4	1,2	15000
17920	15360	1,4	1,2	16000
19040	16320	1,4	1,2	17000
20160	17280	1,4	1,2	18000



Şekil 3.6. İvme Direncinin Kütle ile Değişimi

Sistem değerlerimiz için bu değer $R_{ivme} = 16,8$ kN olarak bulunmuştur.

3.2.5. Toplam direnç kuvveti

$$F_{direnç} = R_{yuv} + R_{hava} + R_{yokuş} + R_{ivme}$$

$$F_{direnç} = [0,091m + 1,36 * 10^{-4} mt] + [1.4t^2] + [0] + [1.28m]$$

$$F_{direnç} = 1.37m + 1,36 * 10^{-4} mt + 1.4t^2 \text{ (N)} \dots\dots\dots 37$$

Sisteminde direnç kuvvetleri üzerine zamanın çok büyük etkisi yoktur. Direnç kuvvetleri içerisinde de en büyük payı atalet direnci almaktadır. Sistem sabitleri yerine yazılarak;

$$F_{direnç} = R_{yuv} + R_{hava} + R_{yokuş} + R_{ivme}$$

$$F_{direnç} (5.2) = 1600N + 38.1N + 0 + 16800N$$

$$F_{direnç} = 18438N$$

toplam direnç kuvveti bulunur.

3.3. Şaftın 15 km/h Hıza Ulaşabilmesi İçin İhtiyacı Olan Enerji ve Güç

Değişimleri

Şafta bağlanmış hidrolik motorun açısal hızının zamanla değişimi;

$$\alpha = \frac{d\omega(t)}{dt} \dots\dots\dots 38$$

t=5,2 sn sonra şaftın açısal hızını bulmamız gerekiyor ki bu bilgiden sabit açısal ivmeyi bulabilelim.

Tekerlek Yarıçapı: 0,52175m

Tekerlek Çevresi: 3,278 m

$$n_{1_{tekerlek}} = 15 \frac{km}{h} \frac{1h}{3600sn} \frac{1000m}{1km} \frac{1}{3,278m} \dots\dots\dots 39$$

$$n_{1_{tekerlek}} = 1,7 \text{ d/sn}$$

Diferansiyel tahvil oranı 5.57 olduğuna göre şaftın 15 km/h' de devir sayısı;

$$n_{1_{saft}} = 7,08 \text{ d/sn}$$

Araya dişli koymadığımız için şaft devir sayısı ve hidrolik motor devir sayısı aynıdır.

$$n_{1_{motor}} = 7,08 \text{ d/sn}$$

$$\omega = \frac{2\pi n_{motor}}{60} \rightarrow \omega = 44 \text{ r/sn}$$

Denklem 38 çözümlerse;

$$\int_0^{44} d\omega(t) = \int_0^{5,2} \alpha dt \rightarrow \alpha = 8,46 \text{rd} / \text{sn}^2$$

Şaft hızının zaman bağılı değişimi;

$$\omega(t) = \omega_1 + \alpha t \dots\dots\dots 40$$

ω_1 = İlk hareket anındaki açısal hızdır. ($\omega_1=0$)

Sistemdeki sabitleri yerine yazarsak;

$$\omega_m(t) = 8,46t \text{ (r/sn)} \dots\dots\dots 41$$

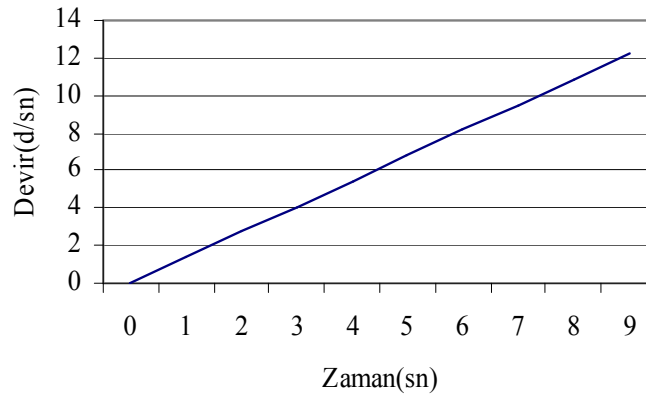
$$\omega_m(t) = \frac{2\pi n_m(t)}{60}$$

formülünden n_m 'nin zamana bağılı fonksiyonunu elde ederiz,

$$n_m = 1.35t \text{ (d/sn)} \dots\dots\dots 42$$

$n_m(t)$: Hidrolik motorun herhangi bir andaki devir sayısı

Hidrolik motor devir sayısının zamanla değişimi Şekil 3.7.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Hidrolik Motor Devir Sayısının Zamanla Değişimi

Taşıtın 15km/h hızdaki şaft açısal hızı $\omega=44$ d/sn olarak bulmuştuk. Şaft momenti;

$$T_s = \frac{F_t * R}{i * \eta_{tr}} \dots\dots\dots 43$$

F_t : N cinsinden toplam direnç kuvveti

R: Lastik Yarıçapı(m)

i: Diferansiyel Dişlisi Tahvil Oranı

η_{tr} : Transmisyon sistem verimi(%96-%99)

$$T_s = \frac{18438 * 0,52}{5,57 * 0,98}$$

$$T_s = 1736 \text{ Nm}$$

Taşıtı bu hıza çıkarabilmesi için gereken güç;

$$N_e(t) = T_s * \omega_s(t) \dots\dots\dots 44$$

Bu denklemde Denklem 41’de bulmuş olduğumuz açısal hızın zamanla değişim formülünü yerine yazarsak;

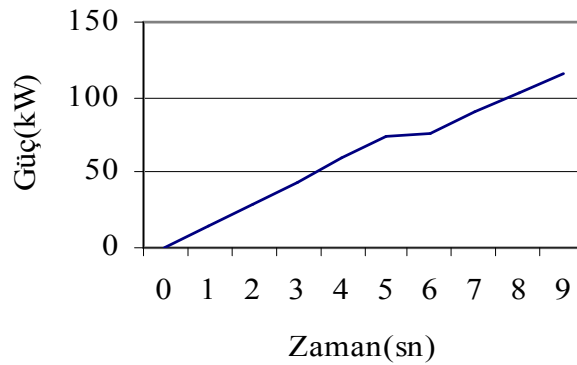
$$N_e(t) = 1736 * 8,46t$$

$$N_e(t) = 14686,5t \dots\dots\dots(W) 45$$

$$N_e(5,2) = 14686,5 * 5,2 / 1000$$

$$N_e = 76 \text{ kW}$$

15 km/h hıza ulaşabilmek için ihtiyacımız olan güç 76 kW ‘dır.



Şekil 3.8. Taşıt Şaftının İhtiyacı Olan Gücün Zamanla Değişimi

Bu Şekil 3.8’de 5.sn’ den sonra araç vites değiştirdiği için güç grafiğinde bir kırılma oluşmuştur. Ayrıca bu şekilden 15 km/h hızda sonraki gerekli olan gücüde göstermektedir. Güç arabanın kapasitesine ve motor özelliklerine bağlı olduğu için bir limit sınırı vardır.Bizim örnek taşıtımızın maksimum güç sınırı 162 kW’ dır.

Taşıt şaftının kinetik enerjisinin zamana bağlı değişim;

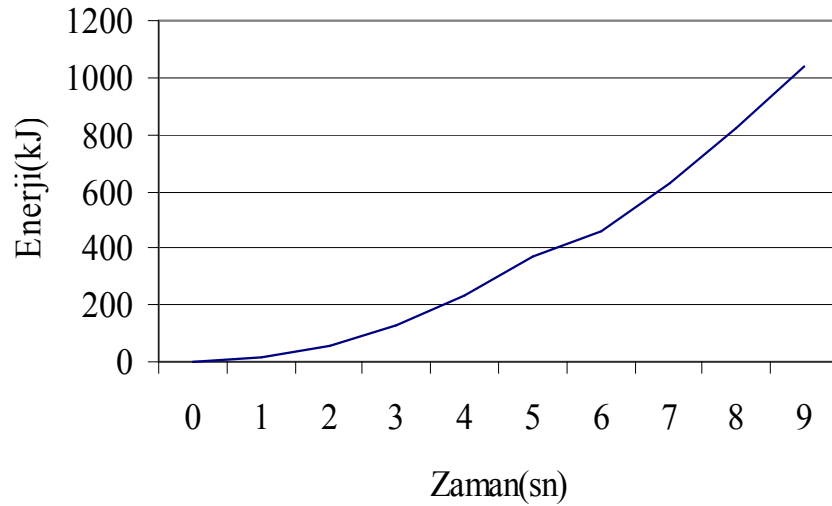
$$N_e(t) = \frac{dE_k(t)}{dt}$$

$$N_e(t) = 14686,5t$$

$$dE_k(t) = \int_0^t 14,686t dt$$

$$E_k(t) = 7,343t^2 \text{ (kJ) } \dots\dots\dots 46$$

Taşıttın ihtiyacı olan enerjinin zamanla değişimi Şekil 3.9. ‘da gösterilmiştir. Toplam 397 kJ enerji harcarız.



Şekil 3.9. Taşıt Şaftının İhtiyacı Olan Enerjinin Zamanla Değişimi

3.4. Hidrolik Motor Tarafından İletilebilecek Güç

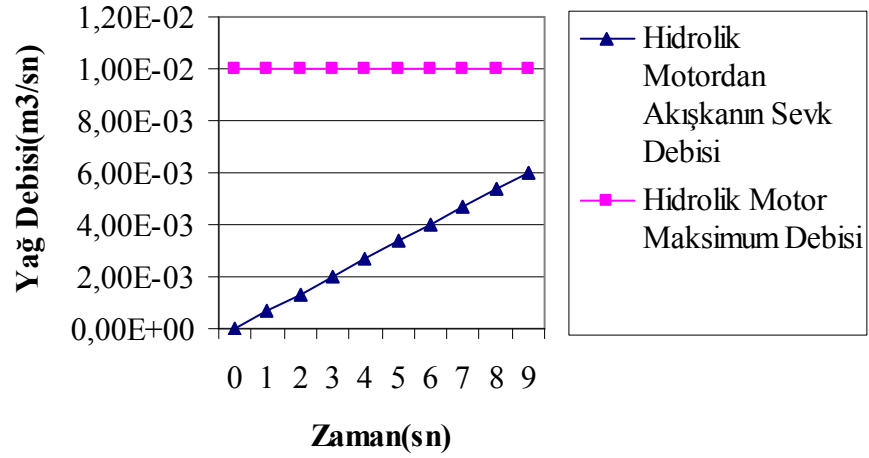
3.4.1. Yağ tankına gönderilen yağ debisi

Hidrolik akümülatördeki hidrolik yağ taşıtın, yeniden hareketi sırasında hidrolik motor üzerinden yağ tankına gönderilir. Hidrolik motordan aktarılan yağ debisi zamanla değişir. Bu değişim Şekil 3.10. 'daki gibidir.

$$Q_i(t) = V_g * n_m(t) \dots\dots\dots 47$$

Denklem 42'yi ve $V_g = 0,005 \text{ m}^3/\text{dev}$ değerlerini yerine yazarsak;

$$Q_i(t) = 6,7 * 10^{-4} t \text{ m}^3/\text{sn} \dots\dots\dots 48$$



Şekil 3.10. Tekrar İvmelenme Sırasındaki Sistem Debisinin Zamanla Değişimi

Bizim 15 km /h hıza ulaşabilmemiz için hidrolik motor debisi $3,48 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sn}$ 'dir. Hidrolik motorumuzun ulaşabileceği maksimum debi $10 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sn}$. Yani sistem için ihtiyaç olan debiyi, hidrolik motorumuz karşılayabilmektedir.

3.4.2. Yağ tankına basılan yağ hacmi

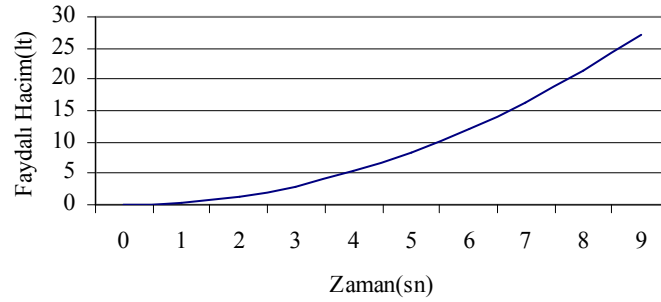
Yağ tankına basılan yağ hacminin zamanla değişimi;

$$V_{f_i}(t) = \int_0^t Q_i(t) dt \dots\dots\dots 49$$

$$V_{f_i}(t) = \int_0^t 0,0006t dt$$

$$V_{f_i}(t) = 0,0003t^2 \dots\dots\dots 50$$

Yağ tankına basılan yağ hacminin zamanla değişim Şekil 3.11.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.11. Faydalı Yağ Hacminin Değişimi

3.4.3. Hidrolik akümülatördeki yağ basıncı değişimi

$$P(t)V^n(t) = P_2(t)V_2(t)$$

$$P(t) = P_2 \left(\frac{V_2}{V(t)} \right)^n \dots\dots\dots 51$$

n=1,4 sabit (azot gazı için)

P(t): İvmelenme süresince zamana göre azot gazının basınç değişimi

$V(t)$: İvmelenme süresince zamana göre azot gazının hacim değişimi

P_2 : İvmelenmeye başlanıldığı anda hidrolik akümülatördeki azot gazı basıncı

V_2 : İvmelenmeye başlanıldığı hidrolik akümülatördeki azot gazı hacmi

P_2 ve V_2 değerleri frenleme evresinde elde ettiğimiz son değerlerdir. Bu nedenle bu değerler Bölüm 2'deki hesaplamalarda;

$$P_2=319 \text{ bar}$$

$$V_2=0,055 \text{ m}^3$$

olarak bulunmuştu.

t zaman sonraki basınç;

$$V(t)=V_2 - V_f(t)$$

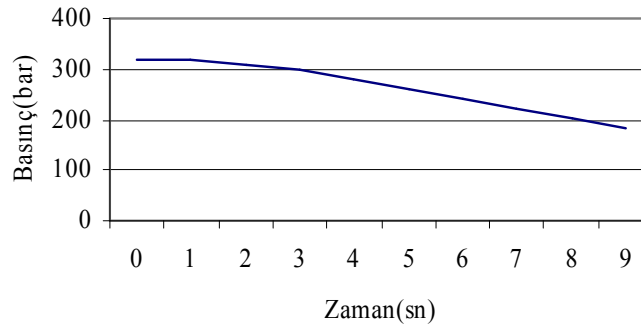
$$P(t) = P_2 \left[\frac{V_1}{V_2 - V_f} \right]^n \dots\dots\dots 52$$

olur. Seçtiğimiz akümülatör için;

Denklem 52'de Denklem 50 ve Bölüm 2'de bulunan değerler yerine yazılırsa;

$$P(t) = 316 * 10^{-5} \left[\frac{0,055}{0,055 + 3 * 10^{-4} t^2} \right]^{1,4} \text{ (Pa)} \dots\dots\dots 53$$

eşitliği bulunur bu eşitliğin çözümünden Şekil 3.12. elde edilir.



Şekil 3.12. Hidrolik Akümülatördeki Basınç Değişim

3.4.4. Taşıta aktarılabilecek güç ve enerji

Taşıttın durduktan sonra yeniden hareket ettirilebilmesi için, hidrolik motorun tahrik edilerek, şaftın hareket ettirilmesi gerekir. Taşıttın şaftına bağlanmış hidrolik pompa/motorun hidrolik motor olarak şafta verebileceği güç;

$$N_m(t) = \frac{Q(t) \cdot P(t)}{1000} \eta_m \dots \dots \dots 54$$

$N_m(t)$: kW cinsinden verilen güç

$Q(t)$: m^3 / sn cinsinden yağ tankına basılan yağ debisi

$P(t)$: Pa cinsinden akümülatör basıncı

η_m : Motor Verimi ($\eta_m = 0.90$) [Ek 2]

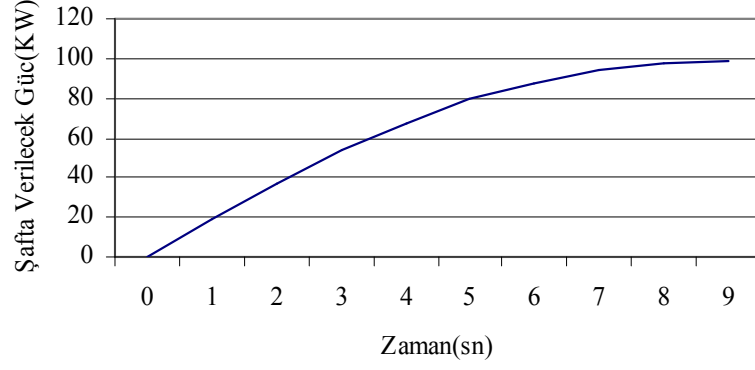
$$N_e(t) = \frac{dE_k(t)}{dt} \dots \dots \dots 55$$

formülü hidrolik pompa/motor tarafından aktarılabilecek enerjiyi gösterir. Bu denklemlerdeki değerler bilgisayar yardımı ile çözüldüğünde Tablo 3.8.'deki değerler elde edilir ;

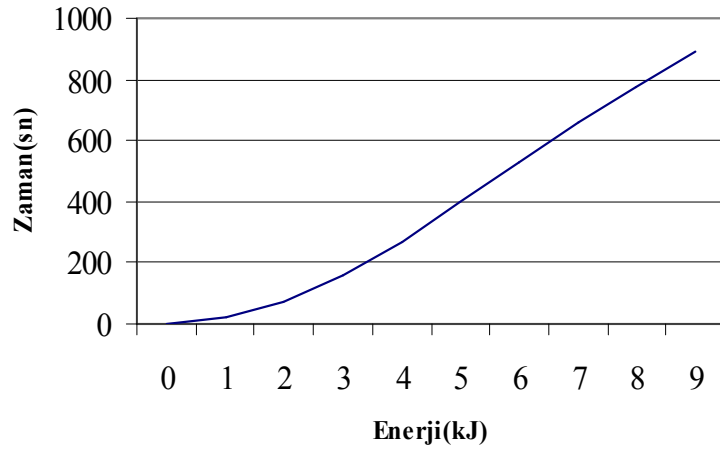
Tablo 3.8. Hidrolik Akümülatörden Taşıta Aktarılabilecek Güç ve Enerji Değerleri

t (sn)	N (kw)	Enerji (kJ)
0	0	0
1	19	19
2	37	75
3	54	161
4	68	271
5	79	396
6	88	526
7	94	656
8	97	779
9	99	891
10	99	991
11	98	1078
12	96	1151
13	93	1211
14	90	1259
15	86	1297

Hidrolik Motorun Şafta vereceği güç Şekil 3.13.'de şafta verebileceği enerji Şekil 3.14.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.13. Hidrolik Pompa/Motorun Şafta Vereceği Güç



Şekil 3.14. Hidrolik Pompa/Motorun Şafta Vereceği Enerji

Taşıta 15 km/ h hıza getirebilmemiz için gerekli enerji 421 kJ ve gerekli güç ihtiyacı 81 kW' dır. Frenleme evresinde 832 kJ enerji depolanmıştır. İhtiyacımız olan güç ve enerji sistemimiz tarafından karşılanmaktadır ve depomuzda fazladan enerji bulunmaktadır. Bu enerji ile hareketimizi bir süre daha devam ettirebiliriz.

3.5. Hedef Dışında Ulaşılabilecek Maksimum Hız

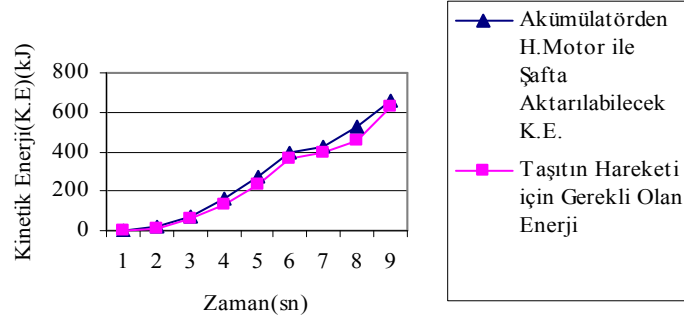
Sistem üzerinde yaptığımız hesaplamaları daha geniş zaman aralığı için yaparsak bir miktar daha enerjinin kullanılabilir olduğunu görürüz. Hidrolik akümülatörden çektiğimiz enerji ile taşıt şaftına aktardığımız enerji arasında oran olmalı. Bu oran bozulduğu ana kadar sistem devrede tutulmalıdır.

Tablo 3.9. İvmelenme Evresi Sistem Değişkenleri

İvmelenme Evresi Sistem Değişkenleri													
v (km/h)	t (sn)	n ₁ (şaft ve motor) (d/sn)	Şaft Açısal Hızı (r/sn)	Q _i (m ³ /sn)	V _f (lt)	P(t) (bar)	N (kw) (H.Akü)	E (kJ) (H.Akü. Aktarılan)		Toplam Direnç Kuvveti	T _ş (Nm)	Nm (kW) (Taşıt İhtiyacı)	E (kJ) (Taşıt İhtiyacı)
0	0	0	0	0,0000	0	320	0	0	I. Vites	18438	1739	0	0
3	1	1	8	0,0007	0,3	317	19	19		18438	1739	15	15
6	2	3	17	0,0013	1,3	309	37	75		18438	1739	29	59
9	3	4	25	0,0020	3	297	54	161		18438	1739	44	132
12	4	5	34	0,0027	5,4	281	68	271		18438	1739	59	235
14	5	7	42	0,0034	8,4	262	79	396		18438	1739	74	368
15	5,2	7	44	0,0035	9,1	259	81	423		18438	1739	76	398
17	6	8	51	0,0040	12	242	88	526	II. Vites	16038	1512	77	461
20	7	10	59	0,0047	16	222	94	656		16038	1512	90	627
21	7,4	10	63	0,0050	18	214	95	706		16038	1512	95	701
22	7,5	10	63	0,0050	19	212	96	719		16038	1512	96	720
23	8	11	68	0,0054	21	202	97	779		16038	1512	102	819
26	9	12	76	0,0060	27	183	99	891		16038	1512	115	1036

Sistem denklemlerinin çözümünden Tablo 3.9.'deki değerleri elde ederiz. Bu tabloda sistemdeki denge değerleri çok önemlidir. İvmelenme sırasında hidrolik akümülatörde 832 kJ enerji depolanmıştır. Bu enerjinin bir kısmı kayba uğrayacaktır. Hidrolik Motordan şafta aktarılan gücün, taşıtın hareketi için gerekli olan güçten büyük olması gerekmektedir. Bu denge 7,4 sn'de bozulmaktadır. Yani taşıtımız 21 km/h hıza kadar depoladığımız frenleme enerjisi ile hareket ettirilir. Daha sonra hidrolik sistem devreden çıkarılır ve araç vitesi gerekli konuma alınarak taşıt hareketini motordan

almaya başlar. Şekil 3.15.'de akümülatörden aktarılabilecek enerji ile taşıtın ihtiyacı olan gösterilmiştir.



Şekil 3.15. İvmelenme Evresi Kinetik Enerji Değişimi

Bu şekilde depoladığımız enerji ile taşıt 7.4 sn' de 21 km/h hıza ulaşabilmektedir. Bu sırada taşıt 22 m yol alır.

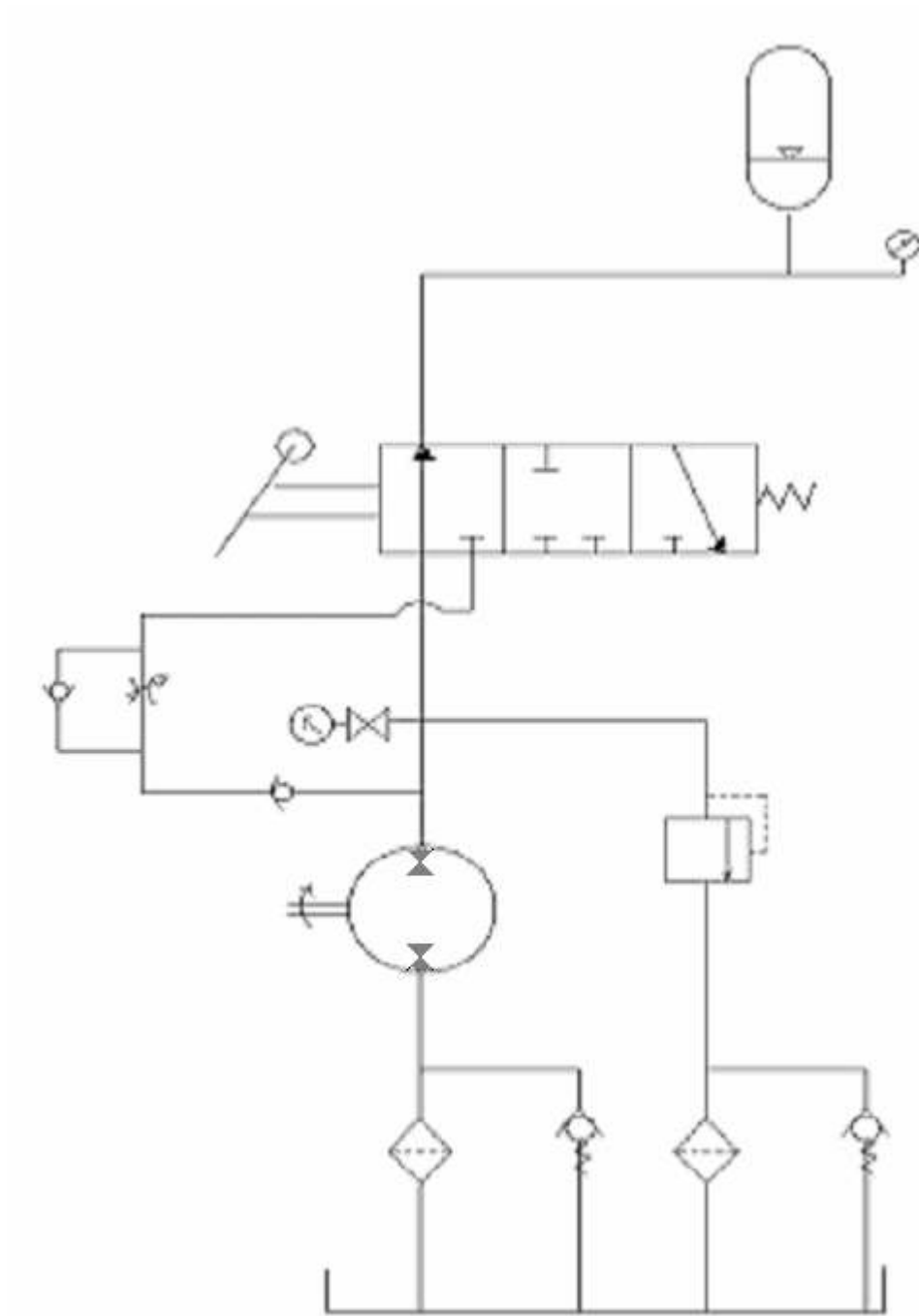
BÖLÜM 4

HİDROLİK HİBRİD SİSTEMİN TASARLANMASI

Hidrolik sistemin, mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye çevirecek, bu enerjiyi bir süre muhafaza edecek ve taşıt yeniden hareket ederken depolanan hidrolik enerjiyi mekanik enerjiye çevirebilecek şekilde tasarlanması gerekmektedir. Oluşturduğumuz hidrolik sistem Şekil 4.1’de gösterilmiştir.

- Hidrolik sistemi oluşturan ana elemanlar;
- Hidrolik Pompa/Motor
- Hidrolik Akümülatör
- Yağ Tankı
- Yön Kontrol Valfi
- Akış Kontrol Valfi
- Çek Valf
- Basınç Kontrol Valfi
- Hidrolik Sıvı Taşıyıcılar(Boru, Hortum)
- Hidrolik Sıvı
- Isı Eşanjörü

Sistemin tasarımı aşamasında en önemli unsur hidrolik devre hatalarından dolayı seyir sırasında kazaların oluşmamasıdır. Bunun yanı sıra enerjiyi verimli bir şekilde depolayabilmek ve kullanabilmek, hidrolik devre elemanlarının maliyetini en aza indirmek ve hidrolik sistemde oluşacak ağırlıkları düşürmek temel hedeflerimizdir.



Şekil 4.1. Hidrolik Sistem Devre Şeması

4.1. Hidrolik Pompa/ Motor

Hidrolik pompa ve hidrolik motor seçimi basılabak debi, çalışma basıncı, tork ve kullanılacak kontrol ekipmanları dikkate alınarak yapılır. Sistemimiz değişken debili olarak tasarlanmıştır. Hidrolik pompa ve hidrolik motor seçerken seçtiğimiz hidrolik pompanın hem hidrolik pompa hem de hidrolik motor olarak çalışması bizim için ağırlık, yer ve maliyet açısından faydalı olacaktır. İlk önce Tablo 4.1' e göre hangi çeşit hidrolik pompa/motor kullanacağımızı belirleyelim.

Tablo 4.1. Değişken Debili Devreler(Pancar,2002)[23]

Yapılacak işlemler	Tavsiye Edilen Pompa Tipi
Orta-ağıır işler	Eğik plakalı, aksenal ve radyal pistonlu pompalar
Yüksek kapasite gerektiren işler	Radyal Pistonlu Eksenal Pistonlu Eğik Plakalı, aksenal pistonlu
Hidrolik çeviriciler	Radyal Pistonlu Eğik plakalı, aksenal pistonlu
Uçak ve benzerlerinde yüksek basınçlı sistemler	Eksenal Pistonlu Eğik Plakalı Dişli
Yüksek basınçlı sistemler	Çok Pistonlu Pompalar Çok Pistonlu Radyal Pompalar

Bu tablodan anlaşıldığı gibi sistemimiz için en uygun hidrolik pompa, pistonlu pompa olacaktır. Pistonlu pompalar debi aktarımında sınırları olmayan geniş çalışma aralığı bulunan pompalardır. Bu pompalar yüksek basınçlarda rahatlıkla çalışabilirler. Fakat montaj bakımından karmaşıktırlar.

Sistemdeki hidrolik pompa-motor seçiminde öncelikle hidrolik pompa ve hidrolik motor olarak çalıştığında çıkaracağı debi değerleri hesaplanmalıdır. Bu değerler hidrolik pompa için Bölüm 2’de;

$$Q_f(7,4) = 565 \text{ lt/dk}$$

Hidrolik motor olarak çalıştığında bu değer;

$$Q_i(5,2) = 210 \text{ lt/dk}$$

$$Q_i(7,4) = 300 \text{ lt/dk}$$

olarak bulunmuştur. Bu değerler maksimum değerlerdir. Yani hidrolik pompa/motor debi değerimiz $Q_f(7,4) = 570 \text{ lt/dk}$ ’ dan büyük olması gerekmektedir.

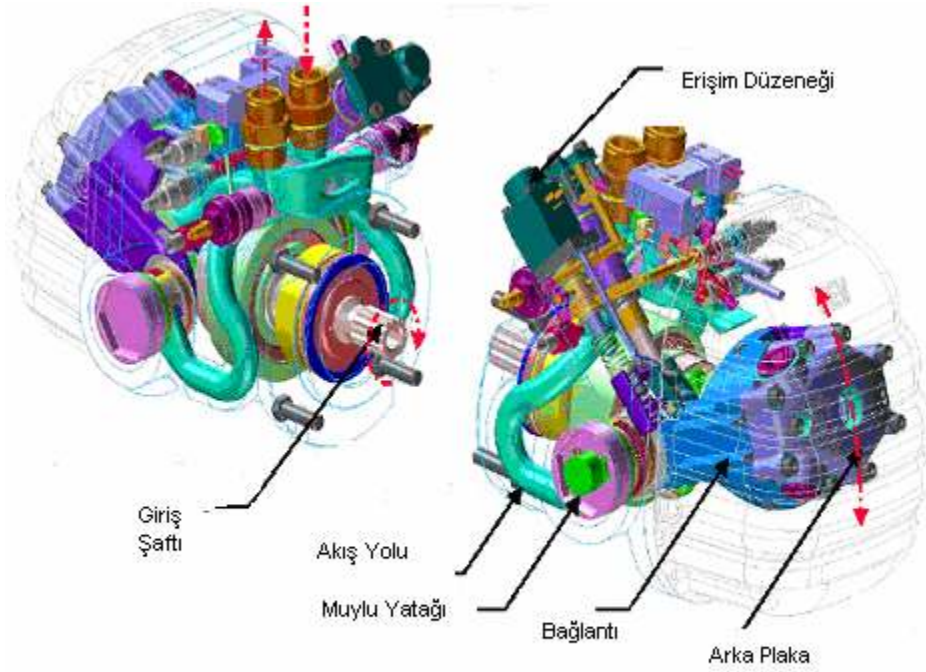
Hidrolik pompa/motor seçiminde diğer bakmamız gereken değer tork değeridir. Bu değer Bölüm 3’ deki hesaplarımızda;

$$T_s = 1739 \text{ Nm bulunmuştur.}$$

Sistemimizde hidrolik pompa ve hidrolik motor görevini görebilecek, yüksek basınçta çalışma koşullarına dayanabilecek, yüksek debiye sahip bir hidrolik pompa/motor seçmemiz gerekiyor. Bu nedenle Sabit Deplasmanlı Eğik Eksenli Pistonlu Hidrolik Pompa/ Motor seçeriz. Hidrolik pompa/motorun resmi Şekil 4.2.’ve 3 boyutlu çizimi Şekil 4.3.’de gösterilmiştir.

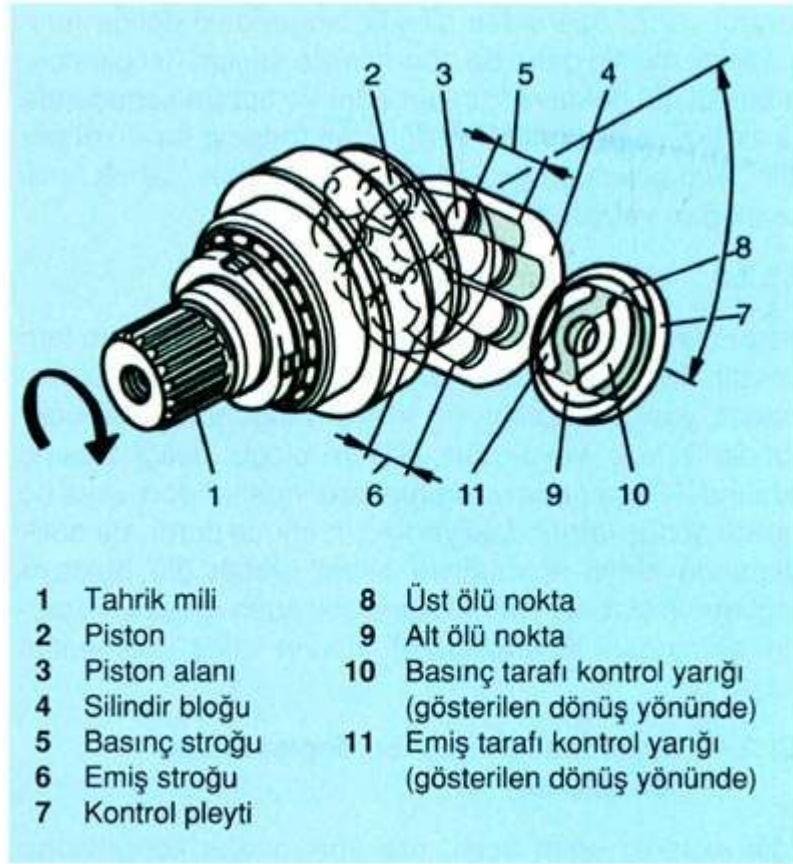


Şekil 4.2. Sabit Deplasmanlı Eğik Eksenli Pistonlu Pompa(Ostendorff,2006)[20]



Şekil 4.3. Hidrolik Pompa/Motorun 3B Çizilmiş İç Yapısı (Kargul, 2006)[18]

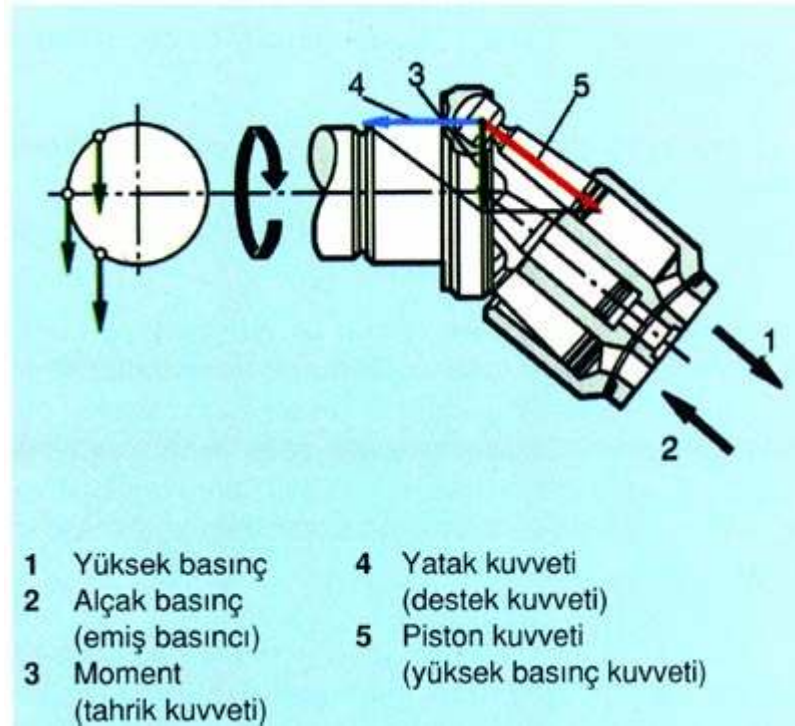
Sabit deplasmanlı eğik eksenli pistonlu pompanın komponentleri Şekil 4.4.'de gösterilmiştir. Eğik eksenli deplasman pistonlarının tahrik mili eksenine belirli bir açı ile yerleştirilir. Hidrolik pompa olarak kullanıldıklarında debi değeri hız ve eğim açısıyla doğru orantılıdır. Şayet bu ünite hidrolik motor olarak kullanılacaksa bu durumda tahrik devir sayısı sevk edilen debiyle doğru orantılı olur. Hidrolik Pompa olarak kullanılan veya hidrolik motor olarak üretilen dönme momenti; yüksek ve alçak basınç tarafları arasındaki basınç farkının artmasıyla büyür. Pompa olarak çalıştığında ünite, mekanik enerjiyi hidrostatik enerjiye dönüştürür. Motor olarak çalıştığında ise tam tersine hidrostatik enerji mekanik enerjiye dönüştürülür.



Şekil 4.4. Sabit Deplasmanlı Eğik Eksenli Pistonlu Pompanın Komponentleri

(Ostendorff, 2006)[20]

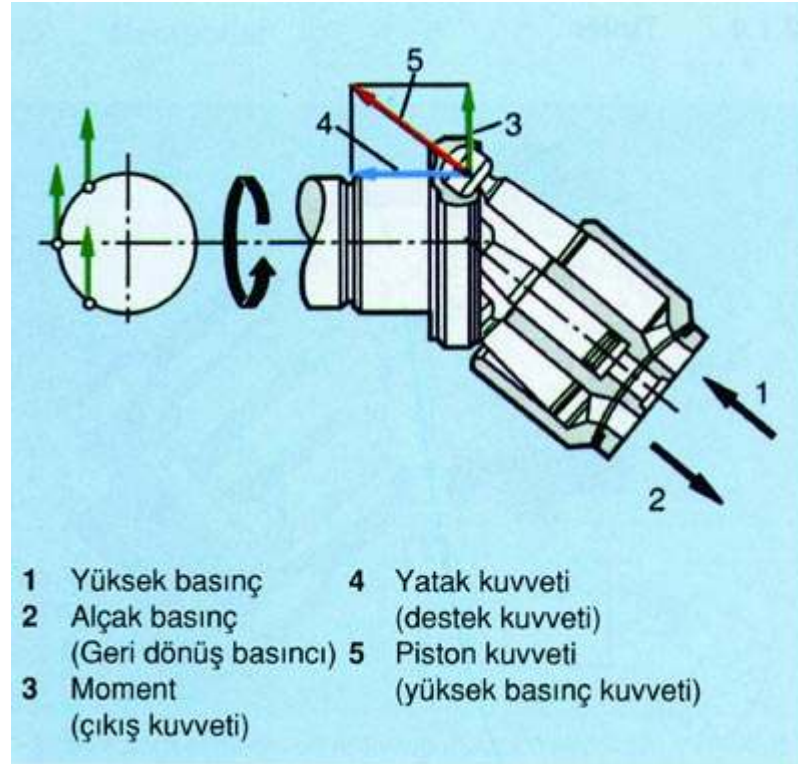
Hidrolik pompa olarak çalıştığında, tahrik milinin dönmesiyle silindir bloğu gövdeye bağlı pistonlarca dönmeye zorlanır. Bu durumda pistonlar silindir bloğundaki delikler içerisinde yukarı aşağı hareket etmeye başlarlar. Dönüş esnasında, yedi pistonun her biri, silindir bloğundaki deliklerin içinde üst ölü noktadan alt ölü noktaya, sonra tersine hareket ederler. Akışkan düşük basınç tarafına (giriş) beslenir ve daha sonra pistonlar vasıtasıyla sistemin yüksek basınç tarafına (çıkış) aktarılır. Hidrolik pompanın tahrik mili flanşındaki kuvvetlerin dağılımı Şekil 4.5.'de gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Hidrolik Pompanın Tahrik Mili Flanşındaki Kuvvetlerin Dağılımı

(Ostendorff, 2006)[20]

Hidrolik motor olarak çalıştığında, pompa fonksiyonunun tam tersi olarak burada, girişe yüksek basınçlı akışkan sevk edilir. Pistonlar silindir bloğu üzerindeki delikler içinde yukarı-aşağı hareket ederler. Bu hareket pistonların küresel mafsalları yardımıyla tahrik mili flanşında dönüş hareketine çevrilir. Silindir bloğu pistonlarca dönmeye zorlanır ve tahrik milinde çıkış momenti oluşturulur. Motordan çıkan akışkan sonradan sisteme geri döner. Hidrolik motorun tahrik mili flanşındaki kuvvetlerin dağılımı Şekil 4.6.'da gösterilmiştir.



Şekil 4.6. Hidrolik Motorun Tahrik Mili Flanşındaki Kuvvetlerin Dağılımı

(Ostendorff, 2006)[20]

Sabit deplasmanlı bir ünitenin eğim açısı gövde tasarımıyla belirlenir ve bu yüzden sabittir.

Sistemimizde Rexroth Bosch'a ait A2F0:E-A2F0500/60R-VZH11 Hidrolik Pompa/ Motor seçilmiştir. Hidrolik pompa/motor özellikleri Ek 2'de detaylı şekilde verilmiştir. Hesaplamalarda kullandığımız ana değerler şu şekildedir:

$$T(350)=2785 \text{ Nm}$$

$$V_g = 500 \text{ cm}^3 / \text{rev}$$

$$Q_{\max} = 600 \text{ lt/dk}$$

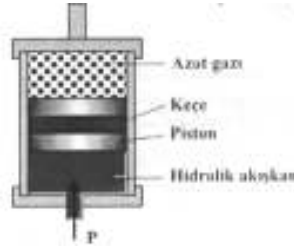
$$\text{Full Kapasite} = 4.2 \text{ Lt}$$

$$\text{Ağırlık} = 155 \text{ kg}$$

4.2. Hidrolik Akümülatör

Basınç altında sıvı depolayan hidrolik elemanlardır. Akümülatörde istenilen yüksek basınç elde edildiğinde hidrolik pompa devreden çıkar, bu şekilde enerji depolama işlemi biter ve akümülatör enerjiyi bir süre saklar. Daha sonra sürücünün yön kontrol valfine müdahalesi sonrası hidrolik motor devreye girer. Hidrolik akümülatördeki yüksek basınç altındaki azot gazının itme etkisi ile hidrolik sıvı, hidrolik motor üzerinden yağ tankına gönderilir. Bu sıra hidrolik motor, bağlı bulunduğu şaftın belirli bir devre kadar dönmesini sağlar.

Sistemde pistonlu-gazlı akümülatörü koyabilecek yerimiz mevcut olduğu için küresel diyaframlı akümülatörü maliyet açısından pahalı olacağı için tercih etmiyoruz. Bu nedenle sistemimizde Şeikl 4.7.'deki gibi pistonlu-gazlı tip akümülatör kullanacağız.



Şekil 4.7. Pistonlu Gazlı Akümülatör (Ostendorff,2006)[20]

Akümlatör çeşidimizi belirledikten sonra akümülatör boyutlarını belirlememiz gerekmektedir. Hidrolik sistemde akümülatöre depolanacak faydalı hacmi Bölüm 2'de hesaplamıştık. Bu değer;

$$V_f = 35 \text{ lt olarak hesaplanmıştır.}$$

Bizim akümülatörümüzdeki hidrolik sıvı kapasitesi 35 lt' den büyük olmalıdır. Bunu dışında sistemimizde seçtiğimiz pompa basıncı maksimum değeri 350 bar olarak bulunmuştu. Bu nedenle seçeceğimiz akümülatörün bu basınca dayanması gerekmektedir. Bu nedenle yaptığımız araştırmalar sonucu TOBUL 9A50-100 hidrolik

akümülatör bizim ihtiyacımızı karşılayabilecek niteliktedir. Sistem akümülatör özellikleri Ek 3’de verilmiştir. Hesaplamalarda kullanacağımız ana değerler;

Maksimum çalışma basıncı:350 bar

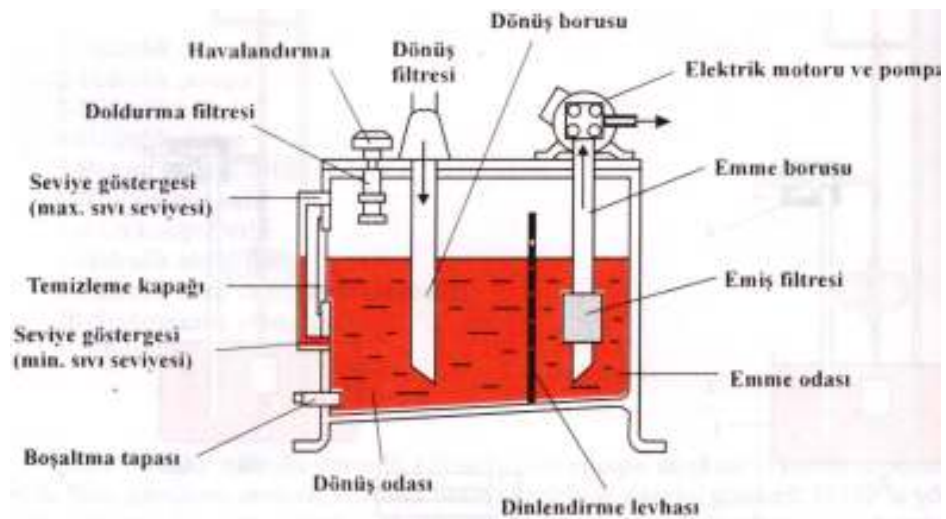
Hidrolik sıvı kapasitesi: 47 lt

Gaz Kapasitesi: 47 Lt

Akümlatör Ağırlığı(Kuru): 292 kg

4.3. Yağ Tankı

Hidrolik sistemdeki akışkanın depolandığı bölümdür. Depolamanın yanı sıra hidrolik sistemdeki kirletici maddelerin tutulduğu, sistemin soğumasına yardımcı olduğu hidrolik devre elemanıdır. Fakat asıl amaç sistemi hidrolik yağ ile beslemektir. Tanklar açık ve kapalı tank olabilir. Açık tanklar, atmosfere açıktırlar ve sadece sıvı depolarlar. Kapalı tanklar ise basınç veya basınçsız sıvı aktarımı yaparlar ve hidrolik akümülatör gibi görev yaparlar. Sistemimizde Şekil 4.8.’deki düzeneğe sahip bir kapalı tank kullanacağız. Çünkü açık tankta hareket sırasındaki çalkantılardan dolayı sıvı kaybı oluşabilir, hidrolik yağ çabuk kirlenebilir ve sisteme zarar verebilir.



Şekil 4.8. Yağ Tankı (Ostendorff,2006)[20]

Ortaya çıkan ısının atılması, hidrolik yağın soğutulması ve hacimsel denge için tank boyutları hesaplanabilir. Tankın tasarımı standart değildir. Kullanım amacına göre ve monte edilecek yere göre tasarlanabilir.

Tank tasarımında boru bağlantıları çok önemlidir. Hidrolik sıvı içerisindeki hava kabarcıklarını önlemek için dönüş boru ucu en düşük sıvı seviyesinde bulunacak, kayıpları azaltmak için dönüş ve emme boruları birbirlerine bakmayan yönlerde 45° açılarla kesilmeli, emme borusu tabandaki pislikleri, üst yüzeyden hava almayacak şekilde yerleştirilmelidir. Tank dizaynında aşağıdaki Tablo 4. 2.'den yararlanılmıştır.

Tablo 4.2. Yağ Tankı Tasarım Tablosu

(Pancar, 2002)[23]

		Tavsiyeler	Düşünceler
1	Şekil	Dikdörtgen	En iyi çözüm iyi soğuma için kaldırılmıştır.
		Silindirik	Kapalı tanklarda kullanılır.
		Makine ile birlikte dizayn	Daha karmaşık dizaynlarda kullanılır.
2	Boyutlar	$V=(2\sim3)Q(\text{pompa})$ $Q(\text{pompa})=lt/dk$	En çok kullanılan çözümdür.
3	Dönüş Hattı	Boru ucu tank tabanına yakın	Hava kabarcıkları kolaylıkla önlenir.
		Ucu belli açıda kesilmiş uç	Uç kayıpları düşecektir.
		Filtreli	Gerekli değildir
4	Emme Hattı	Boru ucu tank tabanına yakın	Vortex akışını, hava emilmesini önlemek için iyidir. Ancak mobil ekipman statik tesislere göre daha fazla özen gerektirir.
		Dönüş hattında izole edilmiştir.	Perde veya uygun dizaynlarda kullanılır.
		Emme filtresi	Standart Elemandır
5	Temiz. Delikleri	İçte ve dışta	Boşalmadan sonra tankı temizlemek için gereklidir.
6	Havalandırma	Tankın üstünde gereken boyuttadır	Kirleri önlemek için gereklidir.
7	Doldurma deliği	Doldurma için gereklidir.	
8	Boşaltma tapası	Tank tabanında uygun delik,	Tankın periyodik boşaltılmalarında kullanılır.
		Temizleme için gereklidir	
9	Perdeler	Dizayna bağlıdır.	Tüm dizaynlarda tercih edilir.
10	Basınç Emniyet Valfi	Hava tarafından	Sadece kapalı tanklarda
11	İçe telli elek	Dönüş hattında izole edilmiştir.	Hava kabarcıklarının önlenmesinde kullanılır.
		Yatay hat'ta	Su emisyonlu sıvılarda tank tabanında su tabakasını ayırmak için kullanılır.
12	Soğutma	Tank dizaynı	Tank cidarları, hava sirkülasyonu
		Tankın konumu	Isıyı atabilmek için ayak üstüne oturtulmalı.
13	Pislik Ayırımı	Özel tank ve akış dizaynı	Dönüş hattı ve perde dizaynı
14	Seviye Göstergesi	Gözetleme camı	
		Sıvı çubuğu	

Bu tablodan faydalanarak tankımızı silindir, basılacak hacmin 3 katı büyüklüğünde tasarlamamız gerekmektedir. Bölüm 2'de hesaplarımızda faydalı hacmi

35 lt olarak hesaplanmıştı. Tank büyüklüğümüz 100 lt olması yani hidrolik akümülatörümüz boyutlarında olması bizim için yeterli olacaktır.

Uzunluğu $L=2,5$ m, yarıçapı $D=0,3$ m seçilirse;

$$V=3,14*0,3^2*2,5 /4$$

$$V=102 \text{ lt}$$

kapasiteli bir yağ tankı elde ederiz.

4.4. Yön Kontrol Valfi

Hidrolik sistemdeki akışkanın ne zaman hangi yöne gitmesi gerektiğini belirleyen ve sistemi açıp-kapatmakta kullanılan devre elemanlarıdır. Sistemde kullanacağımız yön kontrol valfinin seçimde dikkat etmemiz gereken hususlardan birisi debidir. Valfin maksimum debiyi geçirebilmesi gerekmektedir. Pompamızın çıkabileceği maksimum debi 600 lt/dk'dır. Bunun yanı sıra yön kontrol valfinin manuel olması kullanım devre tasarımında kolaylık sağlayacaktır. Sistemde ilk önce hidrolik pompa üzerinden akümülatöre akışkan pompalanacak, ikinci aşamada pompalanan bu akışkan hidrolik motor üzerinden geçirilerek hidrolik motorun şafta tork vermesi sağlanacaktır. Sistemde normal seyir sırasında da akışkanı kontrol altında tutmak istiyoruz. Bunun için 4/3 Yön Kontrol Valfini seçeriz. Bu sistemde kullanacağımız 4/3 Yön Kontrol Valfi özellikleri Ek 4 'de verilmiştir. Ana özellikleri aşağıdaki gibidir;

Marka: Bosch Rexroth

Model:4WEH32 HE

Max. Çalışma debisi:680 Lt/dk

Max. Çalışma basıncı:350 bar

4.5. Akış Kontrol Valfi

Hidrolik sistemde akış kontrolünü sağlamak için akış kontrol valflerini kullanırız. Bu projede kullanılacak olan akış kontrol valflerinin teknik özellikleri ayrıntıları Ek 5'de verilmiştir. Genel özellikleri aşağıdaki gibidir;

Marka: Bosch Rexroth
Model:2WRCE NS32
Max. Çalışma debisi:680 Lt/dk
Max. Çalışma basıncı:350 bar

4.6. Çek Valf

Hidrolik akışkanın tek yöne geçmesine müsaade eder. Diğer yöndeki geçişe izin vermez. Hidrolikte pompa/motoru yüksek basınçlardan korumak amacıyla, pompa çıkışından sonra ve baypaslı filtre hatlarında çek valfler çok kullanılır. Seçilen çek valfin teknik özellikleri Ek 6'da verilmiştir. Genel özellikleri aşağıdaki gibidir,

Marka: Bosch Rexroth
Model:RVP25
Max. Çalışma debisi:600Lt/dk
Max. Çalışma basıncı:350 bar

4.7. Basınç Kontrol Valf

Hidrolik pompa/motoru yüksek basınçlardan korumak amacıyla kullanılır. Temel amaçları basıncı sınırlamak ve ayarlaması yapaktır. Seçilen basınç kontrol valfin teknik özellikleri Ek 7'de verilmiştir. Genel özellikleri aşağıdaki gibidir,

Marka: Bosch Rexroth
Model:RVP25
Max. Çalışma debisi:600Lt/dk
Max. Çalışma basıncı:350 bar

4.8. Hidrolik Akışkan Taşıyıcılar

Hidrolik sistemlerde akışkanı depodan alıp alıcılara kadar ulaştıran ve alıcılarda işi biten akışkanı depoya boşaltan hatlarda kullanılır. Bu elemanların birbirine

bağlanmasını sağlayan devre elemanlarına bağlantı elemanları adı verilir. Bağlantı elemanları, boru, hortum, rakor gibi elemanlardır.

Bağlantı elemanları gerekli basınç, debi ve akış hızını sağlayacak şekilde tespit edilmeli, çalışma basıncına dayanacak yapıda olmalıdır.

Sistemde kullanacağımız borular yüksek basınca maruz kalacağı için dikişsiz olmalıdır. Bunun için dikişsiz çekme, düşük karbonlu çelik boruları kullanımı uygun olacaktır. Bu borular üzerine PVC kaplanması sistem için güvenliği artırıcı bir önlem olacaktır. Emme hattı borusundaki hız 1 m/sn, dönüş hattı hızı ise 1,5 m/sn olması sistem için uygundur(Pancar,2002)[23]. Sistem maksimum debisi $0,01 \text{ m}^3 / \text{sn}$ olduğuna göre buradan;

$$Q = v * \text{Boru Dik Kesit Alanı}$$

formülünden;

Emme hattı boru çapı;

$$0,01 = 1 * 3,14 * D_{emme}^2 / 4$$

$$D_{emme} = 11 \text{ cm}$$

Dönüş hattı boru çapı;

$$0,01 = 1,5 * 3,14 * D_{basma}^2 / 4$$

$$D_{basma} = 9 \text{ cm}$$

olarak belirlenmiştir.

Sistem için toplam 3 m uzunluğunda boru kullanılacaktır. Sistemde hareketli kısımlara sıvı aktarımın olduğu bölümlerde ve sık çıkarılabilme ihtimali olan yerlerde hortum tercih edilmelidir. Hortumların ayrıca hidrolik pompa/motorun üretebileceği sesleri azaltmaya etkisi vardır. Yüksek basınçlarda çelik tel örgülü hortumlar kullanılmaktadır. Hortum montajı yapılırken hortum bükülmemeli, keskin köşelerden kaçınılmalı, hareketli elemanlara bağlandığında boy uzun tutulmalıdır fakat bunun dışında hortum boyu uzun tutulmamalı, fazla gergin bağlanmalıdır. Hortum ağırlıkları ve masrafları ihmal edilebilecek kadar azdır.

4.8. Hidrolik Yağ

Hidrolik yağlar günümüzde birçok alanda güç iletim sistemlerinde kullanılmaktadır. Bu nedenden dolayı kullanılan sisteme göre uygun yağın seçilebilmesi için hidrolik yağların ana fonksiyonlarının bilinmesi ve buna bağlı olarak da sıkıştırılabilirlik ve güç iletimi, havayı uzaklaştırma, köpüklenme, viskozite, akma noktası gibi özelliklerinin ele alınması gerekmektedir.

Hidrolik sıvı, enerji iletimi için kullanılır. Bazen “akışkan gücü” olarak da adlandırılır. Bizim sistemimiz hidrostatik bir sistemdir. Hidrostatik sistemlerde, enerji durgun kalan bir sıvının içerisinden basınç aktarımı ile transfer edilir

Sistem için kullanılan hidrolik sıvı aşağıdaki üç görevi yerine getirmelidir.

- Gücü aktarmalı
- Hidrolik sistemi korumalı
- Operasyon koşullarını dengelemeli

Sistemimizde Castrol Hyspin AWH-M Serisi hidrolik yağ kullanılacaktır. Hidrolik sıvı ile ilgili teknik özellikler Ek 8’de verilmiştir.

Castrol Hyspin AWH-M Serisi, ürünün geniş bir çalışma sıcaklık aralığı içinde ve daha uzun kullanım süreleri boyunca bozulmadan çalışabilmesini sağlayan, yüksek teknoloji viskozite indeks artırıcı katıklar içerir. Hyspin AWS ürün serisinde bulunan katık sisteminden yararlanılmış olması sayesinde, iyi derecede korozyon ve aşınma koruması sağlarken, aynı zamanda termal ve oksidasyon kararlılığı da sergilemektedir.

4.9. Isı Eşanjörü

Sistemimiz yüksek ısılarda çalışılacağı için soğutmayı sağlamak için ısı eşanjörü koymamız gerekmektedir.

4.10. Hidrolik Sistem Ağırlığı

Sistemimizin tasarımı bittikten sonra taşıtımızı eklenecek toplam ağırlık Tablo 4.3.'de gösterildiği gibi 600 kg olacaktır. Bu ağırlık artışı taşıt performansını etkilememektedir. Bu nedenle eklenen ağırlık hesaplamalar üzerinde ihmal edilmiştir.

Tablo 4.3. Hidrolik Sistemin Montajı ile Taşıta Eklenecek Ağırlık

<i>Hidrolik Komponent</i>	<i>Ağırlık (kg)</i>
Hidrolik Pompa/Motor	155
Hidrolik Akümülatör	292
Yön Kontrol Valfi	40,5
Akış Kontrol Valfi	11,2
Çek Valf	2
Basınç Kontrol Valfi	3,4
Hortum vs.	10
Tank	50
Hidrolik Yağ	36
Toplam	600,1

BÖLÜM 5

SİSTEM MALİYET ANALİZİ

5.1. Sistemden Elde Edilecek Kazanç

Taşıt 40 km/h hızda iken frenlemeye başlanıldığı anda ki kinetik enerjisi 925 kJ 'dür. Eskişehir ili için yapılacak araştırmada uzun mesafeli sık duraklı Kırmızı 44 ve şehiriçi güzergahı olan Siyah 19 örnek taşıt olarak seçilmiştir. Örnek taşıt güzergahları hakkındaki bilgi Tablo 5.1.'de mevcuttur.

Tablo 5.1. Örnek Güzergahlar Hakkında Genel Bilgiler

Otobüs Güzergahları					
Seçilen Otobüsler	1 Otobüsün Sefer Sayısı/ Gün	Durak Sayısı	Trafik Işık Sayısı	Hat Uzunluğu (km)	Ortalama Durma
Siyah 19	20	36	22	11	44
Kırmızı 44	22	54	18	18	55

Taşıtta frenlemeye başlanıldığı andaki ilk enerjisi;

$$E_{k_{\text{taşıt}}} = 925 \text{ kJ 'dür.}$$

Bu enerji hidrolik pompa vasıtası ile çekilecek ve hidrolik akümülatöre depolanacaktır. Bu sırada hidrolik devreden dolayı kayıplar oluşacaktır. Sistem için Bölüm 2'de yapılan hesaplamalardan sonra bu enerjinin;

$$E_{k_{\text{akü}}} = 832 \text{ kJ}$$

depolayabiliriz. Yani sistemde %10'luk bir kayıp oluşmaktadır. Araç duruncaya kadar 832 kJ' lük enerji depolanacak ve enerji tekrar kullanım için yağ

tankına gönderilecektir. Hidrolik akümülatörde depolanan enerjinin şafta verilmesi sırasında da enerji kayıpları oluşmaktadır. Bölüm 3 'deki hesaplamalar sonucunda hidrolik motorun aktarabileceği enerjiden kullanılan enerji;

$$E_{k_{motor}} = 701 \text{ kJ}$$

Bu sırada taşıtta %16'lık bir kayıp oluşmaktadır. Taşıt bu enerji ile 21 km/h hıza ulaşabilmektedir.

Şehirçi belediye otobüsleri, 1 km'de 4 kez durmaktadır. Bu durumda 1km'de taşıttaki enerji;

$$E_{k_{taşıta}} = 3700 \text{ kJ/km 'dir.}$$

Bu enerjinin hidrolik akümülatörde depolanabilecek kısmı;

$$E_{k_{akü}} = 3328 \text{ kJ/h 'dir.}$$

Depolanan ve ilk harekette kullanılan enerji km başına;

$$E_{k_{motor}} = 2804 \text{ kJ/km 'dir.}$$

Sistemin getireceği avantajları irdeleyebilmek için enerji kazancını yakıt tüketimindeki azalmayı hesaplamamız gerekmektedir. Bu nedenle 1 km' deki litre cinsinden yakıt kazancını ve buradan da parasal kazancımızı hesaplamalıyız.

Motorinin ısı değeri: 42000 kJ/kg (Grohe,1999)[16]

Motorinin yoğunluğu 0,83 kg/lt (Grohe,1999)[16]

Bu değerlerden 1 lt yakıttaki enerji miktarı;

$$B = (42000 \text{ kJ/kg}) * (0,83 \text{ kg/lt})$$

$$B = 34860 \text{ kJ /lt}$$

olarak bulunur. Motorin litre satış fiyatı Mayıs 2007: 2,28 YTL/lt olduğuna göre 1 kJ enerji fiyatı;

$$K_1 = 2,28 \frac{YTL}{lt} * \frac{1 \text{ lt}}{34860 \text{ kJ}}$$

$$K_1=6,54*10^{-5} \text{ YTL/kJ'dür}$$

Dizel motorlarda yanma odasına sokulan her bir kJ enerjinin sadece %40'ı kullanılabilir. Motorinin verimi $\eta_{motorin} = 0,40$ 'dır.

O halde 1 kJ enerjinin fiyatı;

$$K_2=K_1/\eta_{motorin}=6,54*10^{-5}/0,40$$

$$K_2=1,635*10^{-4} \text{ YTL/ kJ}$$

Km.'deki enerji kazancımız $E_{k_{motor}} = 2804 \text{ kJ/km}$ 'dir. Km.'deki para kazancımız ise;

$$K_3=2804 \frac{\text{kJ}}{\text{km}} * 1,635 * 10^{-4} \frac{\text{YTL}}{\text{kJ}}$$

$$K_3=0,46 \text{ YTL/km}$$

Sistemden km. başına elde edeceğimiz yakıt miktarı kazancı;

$$K_4=0,46 \frac{\text{YTL}}{\text{km}} * \frac{1 \text{ lt}}{2,28 \text{ YTL}}$$

$$K_4=0,20 \text{ lt/km}$$

Tablo 5.2. Hidrolik Hibrid Otobüslerin Günlük ve Yıllık Kazancı

Otobüslerin Günlük ve Yıllık Kazancı					
Seçilen Otobüsler	Hat Uzunluğu (km)	1 otobüsün sefer sayısı/gün	K ₄ (lt/km)	1 Otobüsün Günlük Yakıt Kazancı (lt)	1 Otobüsün Yıllık Yakıt Kazancı (lt)
Siyah 19	11	20	0,2	44 lt	15.840 lt
Kırmızı 44	18	22	0,2	79 lt	28.512 lt
ORTALAMA				61,5 lt	22.176 lt

Eskişehir il için bu iki otobüs birisi gün içi şehir trafiğinde çok sık tur yapan diğeri ise uzun mesafeye tur yapan otobüslerdir. Bu hesaplamalardan ortalama bir değer elde edersek şehiriçi toplu taşımacılıkta kullanılan bir otobüs günde 61,5 lt motorin kazancı ve Mayıs 2007 Motorin fiyatlarına göre 140,22 YTL para kazancı olacaktır. Mayıs ayı 1 dolar 1.320 YTL olduğuna göre bir otobüsün günlük kazancı 106 \$ olacaktır. Bu analizi Eskişehir şehiriçi otobüs işletmesindeki bütün otobüsler için hesaplırsak aşağıdaki Tablo 5.3.'deki değerler elde edilir.

Tablo 5.3. Eskişehir Şehiriçi Toplu Taşıma Otobüsleri

(Eskişehir Otobüs İşletmeleri,2007)

Eskişehir Şehiriçi Otobüs İşletmesinin Kazancı				
	Adet	1 Otobüsün Günlük Yakıt Kazancı (lt)	Toplam Günlük Kazanç (\$)	Toplam Günlük Yakıt Kazancı (lt)
Belediye Otobüsü	20	61,5	2.189	1.230
Esulaş	36	61,5	3.941	2.214
Halk Otobüsü	115	61,5	7.536	7.073
TOPLAM	171		13.666	10.516,50

Eskişehir ili için bu sistemin devreye alınması ile toplam günlük 10516 lt motorin kazancı sağlamış oldu. Eskişehir ili için günlük kazanç 13666 \$. Bu sistem Türkiye çapında genişletilirse yakıt kazancı ile ülke ekonomisine önemli katkılar sağlanacaktır.

5.2. Sistemin Kurulum Maliyeti

Hidrolik sistemin kurulumu için Tablo 5.4.'den de görüleceği gibi yaklaşık olarak 24170 \$'lık bir masraf yapmaktayız. Bu sistemle bir otobüs günde 106 \$ kazandığına göre sistemin amortismanı 228 günde gerçekleşecektir.

Tablo 5.4. Hidrolik Sistem Kurulum Maliyeti (Bosch, 2007)[7]

Komponent	Adet	Birim Fiyat(Dolar)	Toplam(Dolar)
Hidrolik P/M	1	20000	20000
Akümülatör	1	2000	2000
Yön Kontrol Valfi	1	400	400
Çek Valf	3	50	150
Basınç Kontrol Valfi	1	400	400
Filtre	2	50	100
Manometre	2	10	20
Yağ Tankı	1	200	200
Hortum vb.	3 m	100	300
Hidrolik Sıvı	100 lt	6	600
TOPLAM			24170

BÖLÜM 6

SİSTEMİN SAĞLAYACAĞI DİĞER AVANTAJLAR

Hidrolik hibrid sistemle enerji kazancı ve buna bağlı yakıt kazancımız olacaktır. Bunun yanı sıra günümüz sorunlarından olan çevre kirliliğine neden olan zararlı emisyonları azaltıcı etkisi, motor ve fren sistemi elemanlarının aşınmasını önleyici etkisi vardır.

Motorlar çevreyi, egzoz emisyonu, kurşun bileşikleri, asbest ve lastik tozları, aşınma, paslanma ve korozyon sonucu oluşan gaz, sıvı ve katı atıklarla kirletmektedir. Bu kirleticilerin en zararlı ve yoğun olanları egzoz gazında bulunan CO, HC, NO_x, ve PM(is, duman vb) emisyonlarıdır. Bunlardan NO_x ile PM emisyonları daha çok dizel motorlarından kaynaklanmaktadır. Toplu taşımacılıkta ve ağır yük taşımacılıkta dizel motor kullanılmaktadır. Bu sebeple dizel motorlarından kaynaklanan emisyonların azaltılması önem kazanmaktadır.

Bunun yanında hidrolik hibrid sistemli taşıtlarda motor ve fren sistemi daha az kullanılacak ve bu sayede taşıtta aşınmalar azalacaktır.

6.1. Egzoz Emisyonlarına Etkisi

İklimlerde yaşanan değişiklikler, buzların erimesi, küresel ısınmayı gündeme getirdi. Çevreci örgütler, atmosfere en çok zarar veren nedenlerden biri olarak motorlu taşıtları gösteriyorlar. Sadece çevreyi kirletmekle yetinmeyen bu kirli egzoz sahibi araçlar, küresel ısınmayı da hızlandıran etkiye sahiptirler. Fakat, otomotiv sektörü de, 115 yıldır kullanılan içten yanmalı motorun kirli gaz yayılımını özellikle 80'lerden bu yana azaltmaya çalışıyor.

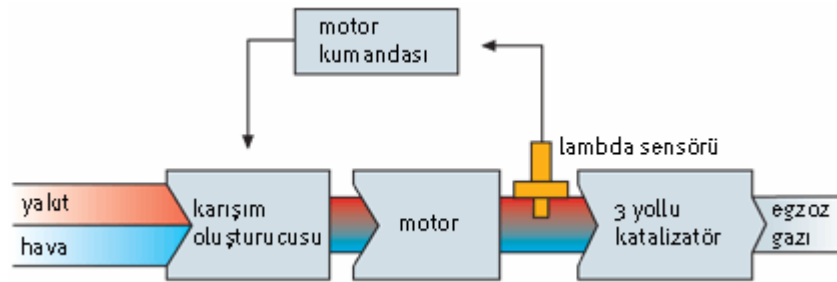
Taşıtlarla ilgili olarak dünyada Euro normları ve Kyoto Sözleşmesi oluşturulmuştur. Kyoto Sözleşmesi, Birleşmiş Milletler'in 1997 yılında Japonya'da düzenlediği çevre toplantısında, küresel ısınma ile mücadeleyi amaçlayan ve hükümetler tarafından kabul edilen bir antlaşmadır. Kyoto Sözleşmesi, 2012'ye kadar başta karbondioksit olmak üzere 5 sanayi gazının salınımının en az yüzde 5

azaltılmasını öngörüyor. Anlaşma, sanayileşmiş 35 ülkeyi doğrudan bağlıyor. Bu anlaşma Avrupa Birliğine girmek isteyen Türkiye içinde önemlidir. Euro Normları egzozdan çıkan zararlı gaz ve partikülleri, kademeli olarak ve belirli bir takvim içerisinde azaltma programıdır. Avrupa Birliği bünyesinde geçerli olan Euro emisyon standartları, hem benzin hem de dizel motorları için geçerlidir. Euro emisyon standartları mevcut yasal düzenleme çerçevesinde 1990 (Euro 0'ın yürürlüğe giriş tarihi) ile 2009 (Euro 5'in yürürlüğe giriş tarihi) yılları arasında, Avrupa'da araç emisyonlarının çok büyük ölçüde azaltılmasını öngörmektedir. Euro 3, Euro 4 ve Euro 5 normları; NOx (azot oksit), CO (karbon monoksit), HC (hidrokarbonlar) ve partikül emisyonlarını kademeli olarak azaltmaktadır.

Şu anda Euro 4 normunu kullanan araçlar, iki yıl içinde Kaliforniya'nın çok sert fakat çevreye en "yeşil" yaklaşımı sunan "0"a yakın çok düşük oranlardaki Euro5 normlarına geçeceklerdir. Türkiye'de henüz Euro 1 normları kullanılmaktadır fakat bu normlar Avrupa standartlarına en kısa surede getirilmesi hedeflenmektedir.

Egzos sisteminin görevi, yanma sonucu oluşan gazların dışarı atılmasını sağlamaktır. Egzos sisteminin çalışma şeması Şekil 6.1.'de gösterilmiştir.

Ağırlık ve hız artışıyla taşıtlardaki azotmonoksit(NO), karbonmonoksit(CO) emisyonları artar. Hidrolik hibrid sistem sayesinde ilk hareket sırasında hidrolik enerji kullanıldığı için yakıt yanması oluşmayacak ve egzoz oluşumu azaltılacaktır.



Şekil 6.1. Egzos Sistemi Çalışma Şeması

Otobüsler 12 km’de dışarıya 1000 gr emisyon verirler buradan da 1 km de dışarı verdikleri emisyon miktarına 83,3 gr diyebiliriz(Clark vd., 2002) [9]. Taşıtımız 22 m’ yi depolanan enerji ile hareket ettiğine göre 1 km ‘de $22 \times 4 = 88$ m yolu yakıt tüketimi olmadan depolanan enerji ile alacaktır. Bu da 1 km 83,3 gr zararlı emisyon atılıyorsa 88 m’de 7,33 gr emisyon atılmasının önlenmiş olacağını gösteriyor. Yani hidrolik hibrid taşıtta 1 km 75,97 gr dışarı emisyon atılarak zararlı emisyonlarda % 10 azalma sağlanacaktır. Eskişehir ili için örnek taşıtlardaki emisyon miktarındaki günlük azalma Tablo 6.1.’de , Eskişehir toplu taşıma işletmelerinde hidrolik hibrid sistem kullanılması ile günlük emisyon miktarlarındaki azalma Tablo 6.2.’de gösterilmiştir.

Tablo 6.1. Otobüs ile Emisyondaki Günlük Azalma

Örnek Otobüs Hatları için Emisyon Miktarları								
	Hat Uzunluğu (km)	1 Otobüsün Sefer Sayısı/Gün	Otobüsün 1 Günde Aldığı Toplam Yol (km)	Konvansiyonel Otobüs ile Atılan Emisyon Miktarı(gr/km)	Hidrolik Hibrid Otobüs ile Atılan Emisyon Miktarı(g/km)	Konvansiyonel Otobüs ile 1 Günde Atılan Emisyon Miktarı(kg/gün)	Hidrolik Hibrid Otobüs ile 1 Günde Atılan Emisyon Miktarı(kg/gün)	Kazanç (kg)
S 19	11	20	220	83,3	76,0	18,3	16,7	1,6
K 44	18	10	180	83,3	76,0	15,0	13,7	1,3

Tablo 6.2. Eskişehir Toplu Taşıma İşletmelerinde Hidrolik Hibrid Sistem Kullanılması ile Günlük Emisyon Miktarlarındaki Azalma

Eskişehir Toplu Taşıma İşletmelerinde Hidrolik Hibrid Sistem Kullanılması ile Günlük Emisyon Miktarlarındaki Azalma				
	Adet	Ortalam Günlük Emisyon Miktarı(kg)	Ortalama 1 Otobüsteki Emis. Azalma Miktarı(kg)	Toplam Emisyondaki Azalma Miktarı(kg)
Belediye Otobüsü	20	15,2	1,45	29
Esulaş	36	15,2	1,45	52,2
Halk Otobüsü	115	15,2	1,45	166,75
TOPLAM	171	15,2	1,45	247,95

Elde edilen rakam Türkiye ve dünya genelinde düşünülduğünde hidrolik hibridli taşıtların kullanılması ile küresel ısınmayı önlemekte önemli bir adım atılmış olacaktır.

6.2. Frenleme Sistemine ve Motor Üzerine Etkisi

Hidrolik hibrid sistemli taşıtlar kullanılması ile taşıtta ısı enerji olarak frenleme sistemi üzerinden atılması gereken enerji hidrolik akümülatörde hidrolik enerji olarak depolanacaktır. Bu ısı enerjisinin atılımı sırasında çok yüksek miktarlarda ısı oluşur ve balatalar bu ısı sonucu zamanla aşınır. Sistemimiz sayesinde frenleme sırasında bu oluşacak ısının bir kısmı önlenerek balataların aşınması önlenmektedir.

Sistem durmaya başlamadan önce yaklaşık 7,4 sn ve ilk hareket sırasında yaklaşık 7,7 sn motor devre dışı bırakılacaktır. Şehir içi toplu taşımacılığında kullanılan taşıtımızın km'de 4 kez durduğunu kabul edersek motor 60,4 sn devre dışı bırakılacak. 11 km bir hattı 20 defa dolaşan Siyah 19 otobüsü için motor 3 sa 45 dk devre dışı bırakılacak. Bu sayede motor daha az aşınmış olacaktır. Bu nedenle taşıtın bakım süreleri uzatılabilir veya yedek parça masrafları azaltılmış olur.

BÖLÜM 7

SONUÇ

Hidrolik hibrid sistemli taşıtlarda, frenleme sırasında taşıtın kinetik enerjisinin ısı enerjisi ile dışarı atılması önlenerek, bu enerjinin hidrolik enerji olarak depolanması sağlanmıştır. Taşıt durduktan sonra ilk hareketin verilmesi için yakıt harcanmayarak, hareket için gerekli enerji, frenleme sırasında depolanan enerjiden sağlanır. Bunun yanında egzoz gaz emisyonlarındaki zararlı gazların azaltılması sağlanarak çevre kirliliği azaltılmaktadır. Motor daha az çalıştırıldığı için motor ömrü uzatılmış, frenlerin çabuk aşınması önlenmiştir.

Frenleme evresinde taşıtın 925 kJ 'lük enerjisinin 832 kJ'ü hidrolik akümülatöre depolanabilmektedir. Bu esnada hidrolik devre elemanlarından dolayı %10'luk bir kayıp oluşmaktadır. İvmelenme evresinde, depolanan enerjinin 701 kJ'lük bölümü kullanılabilir ve taşıt 21 km/h hıza ulaşabilmektedir. Bu sırada da % 16'luk kayıp oluşmaktadır. Hidrolik sistemdeki toplam kayıp %24 olup frenleme enerjisinin %76'i geri kazanılmıştır.

Eskişehir ili içinde toplu taşımacılıkta kullanılan hidrolik hibridli bir otobüsün günlük yakıt kazancı 1 km'de 0,20 lt'dir ve 1 gündeki ortalama kazancı 61,5 lt'dir. Eskişehir ilinde toplam 171 adet toplu taşıma otobüsü kullanılmaktadır ve bu otobüslerde hidrolik hibrid sistem kullanılmasıyla günlük 10516,5 lt, yıllık $8,8 \times 10^6$ lt yakıt kazancı sağlanacaktır.

Bunun yanında hidrolik hibridli taşıtlar zararlı emisyonların azalmasında da etkili olacaktır. 1 km'de 83,3 gr zararlı emisyon atan otobüsler, hidrolik hibrid sistemin kullanılması ile 75,97 gr zararlı emisyon atacaklar ve bu şekilde 1 km'de 7,33 gr zararlı emisyon azalması sağlanmış olacaktır. Eskişehir ilinde toplu taşımacılıkta kullanılan otobüsün 1 gündeki ortalama zararlı emisyon miktarı 16,65 kg iken hidrolik hibrid sistem kullanılması ile bu değer 15,2 kg düşmektedir. Yani 1 otobüsten çıkan zararlı emisyon miktarı günde 1,45 kg azaltılmaktadır. Eskişehir'de 171 adet toplu taşıma otobüsü olduğuna göre zararlı emisyon miktarı bu sistem sayesinde günde 248 kg azalmaktadır.

KAYNAKLAR DİZİNİ

Akbostancı, H.F., 1986, Motorlu Taşıtlar, Birsen Kitabevi,131 s.

Amato, M. , Bertovich, S. , Hake, E. , Morey, A. , Shurtliff, M. , Stobie, J. , 2005, Hydraulic Hybrid Vehicle Project Final Report, National Institute for Advanced Transportation Tecnology University of Idaho, 44 p.

Amato, M., Bertovich, S. , Hake, E. , Morey, A. , Shurtliff, M. , Stobie, J. , 2004, Hydraulic Hybrid Project, National Institute for Advanced Transportation Tecnology University of Idaho, 53 p.

Artamonou, M.D. , Ilarionav, V.A. , Morin, M.M. , 1976, Motor Vehicles Fundamentals and Design, (Trans, A.Troitsky), MIR Publishers, 287 p.

Beer, F.P. , Johnston, R. , 1996, Mühendisler için Mekanik Cilt II: dinamik, (Çev. S. S. Tameroglu, T. Özbek), Eren Ofset,398s.

Bosch, R. , 2004, Automotive Handbook, [Professional Engineering Pub](#),1232p.

BOSCH, 2007, Hidrolik Elemanlar Online Katalog , [Bosch Rexroth Otomasyon San. Ve Tic.A. Ş.](#)

Ceylan, N. , 1995, Taşıtlarda Frenleme Enerjisinden Yararlanma İmkanlarının Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 58 s.

Clark, N.N. , McCannel,S.S. , Nine, R.D. , Tennant, C. J. , Williams, J. L. , 2002, Diesel and Particulate Emissions, Society of Automotive Engineers Ins. , 232p.

Çengel, Y.A. , Boles, M.A. , 1996, Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, (Çev. T.Derbentli), McGraw-Hill-Literatür Yayıncılık, 867 s.

Çetinkaya, S. , 2005, Taşıt Mekaniği, Nobel Basımevi, 314s.

KAYNAKLAR DİZİNİ(devam)

E.P.A. , 2004, Progress Report on Clean and Efficient Automotive Technologies Under Development at E.P.A. , U.S. Environmental Protection Agency, 48p.

EKS, 2007, Dinamo Online Katalog, EKS Güç Elektronik ve Kontrol Sistemleri San. Tic. Ltd. Şti.

Gray, C.L., 2006,Hydraulic Hybrids E.P.A. Hybrid Truck Initiative, U.S.Environmental Protection Agency, 48p.

Gray, C.L., 2006, Meeting the Environmental Challenges of 21 st. Century Vehicles, U.S. Environmental Protection Agency, 52p.

Grohe, H. , 1999, Otto ve Dizel Motorları, (Çev. B. Kuşhan), Bilim Teknik Yayınevi, 273s.

İpek, Ş. , 1969, Taşıt Mekaniği, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, 203s.

Kargul, J.J. , 2006, Hydraulic Hybrids Cost-Effective Clean Urban Vehicles, U.S.Environmental Protection Agency, 20p.

Kargul, J.J. , 2004, Affordable Advanced Technologies, U.S.Environmental Protection Agency, 11p.

Ostendorff, U. , 2006,Eksenel Pistonlu Üniteler, Hidrolik&Pnömatik Akışkan Gücü ve Kontrol Sistemleri Dergisi,24,50s.

Özcan, F. , 1982, Hidrolik Akışkan Gücü, Mert Eğitim Yayınları, 179 s.

Özkan, M., Yavaşlıoğlu, İ. , 2005, Seyir Hızı ve Seçilen Vites Kademesinin Yakıt Tüketimi Üzerine Etkisi, 24. Enerji Verimliliği Haftası Etkinlikleri ve Konferansı, 272s.

KAYNAKLAR DİZİNİ(devam)

Pancar, Y., 2002, Hidrolik Devreler ve Uygulama Alanları, Osmangazi Üniversitesi, 1, 219s.

Şenkaya, B. , 2004, Frenleme Performansı, Otomotiv Bilim ve Teknoloji Topluluğu Dökümanı, 17p.

TOBUL, 2007, Hydraulic Accumulator Online Catalog, Tobul Accumulator Inc, 2s.

Togar, M., 1974, Motörlü Taşıtlar, Birsen Kitabevi, 304s.

Yavuz, E. , 1993, Hava Kirliliğini Azaltma ve Özgül Yakıt Sarfiyatını İyileştirme Amacı ile Otomobillerde Hybrid (Karma) Motor Kullanımı Olanaklarının Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 61 s. (yayınlanmamış)

Yıldırım, E. , 2004, Şehirçi Otobüslerinde Hidrolik Güç Kullanımının Yakıt Tasarrufuna Etkisinin Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 53 s. (yayınlanmamış)

Yuasa Akü, 2007, Online Akü Kataloğu, AC/DC Elektronik Sistemler Danışmanlık San. ve Tic. Ltd. Şti. 30s.

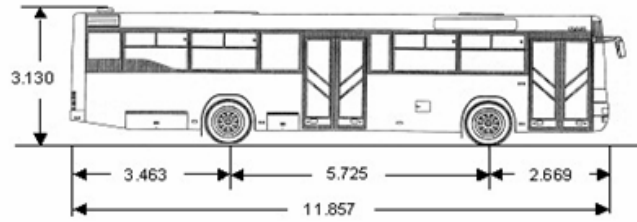
Zar, D.R.L. , Using Inertia for Control&Data Acquisition of Hybrid Drive Systems, Wineman Technology Inc., 24 p.

1994, Endüstriyel Okullar için Hidrolik Arıza Arama Becerisini Geliştirme, (Çev. E.Uzunoğlu), Evren Ofset A.Ş. , 172 s.

1994, Endüstriyel Okullar için Pompalar, (Çev.N.Seyhan), Evren Ofset A.Ş., 172s.

EK1

Teknik Bilgiler
Lion's Classic



Araç Boyutları	
Uzunluk	11.857 mm
Genişlik	2.500 mm
Toplam yükseklik	3.130 mm
Dingil mesafesi	5.725 mm
Ön sarkıntı	2.669 mm
Arka sarkıntı	3.463 mm
Dönme çapı	22.450 mm (dış dönme çapı)
Kapı ve 2 kapı arasındaki net yüksekli	2.214 mm
Tabanın yerden yüksekliği	729 mm
Basamak yüksekliği kapı 1 / 2	340 mm / 340 mm
Yakıt deposu hacmi	300 Liter
Motor	
Tipi ve düzeni	6-silindir seri dik dizel motor 0836 LOH
Silindir hacmi	6.871 cm ³
Güç	2000 dev/dak. 162 kW / 220 PS
Azami tork	1200 - 1800 dev/dak. 850 Nm
Şanzıman	
Ön Aks	Disk frenli sabit aks
Arka Aks	Kampana frenli sabit aks
Lastik ebadı	295/80 R. 22,5
İç donanım	
Koltuk düzeni	40 adet 2. kapı karşısında ayakta yolcu alanı
Şoför koltuğu	Grammer MSG 90.3P
Şoför bölümü	Ekipman; analog, hız, devir, yakıt, hararet ve fren
Elektrik	
Türü	tam diyagnoz yetenekli araç elektroniği
Şebeke gerilimi	24 V
Jeneratör	1 x 140 A
Aküler	2 x 200 Ah

Ek 2

Electric Drives
and Controls

Hydraulics

Linear Motion and
Assembly Technologies

Pneumatics

Service

Rexroth
Bosch Group

Axial Piston Fixed Displacement Pump AA2FO (A2FO)

RA 91 401/07.05 1/28
Replaces: 09.04

Technical data sheet

Series 6	
Sizes	Nominal pressure/Peak pressure
5	4600/5100 psi (315/350 bar)
10...200	5800/6500 psi (400/450 bar)
250...1000	5100/5800 psi (350/400 bar)
open circuits	



Contents

Ordering Code / Standard Program	2...3
Technical Data	4...9
Ordering Code / Unit Dimensions, Size 5	10
Unit Dimensions, Sizes 10, 12, 16	11
Unit Dimensions, Sizes 23, 28, 32	12
Unit Dimensions, Size 45	13
Unit Dimensions, Sizes 56, 63	14
Unit Dimensions, Sizes 80, 90	15
Unit Dimensions, Sizes 107, 125	16
Unit Dimensions, Sizes 160, 180	17
Unit Dimensions, Size 200	18
Unit Dimensions, Size 250	19
Unit Dimensions, Size 355	20
Unit Dimensions, Size 500	21
Unit Dimensions, Size 710	22
Unit Dimensions, Size 1000	23
Installation and Commissioning Notes	24
General Notes	28

Features

- Fixed displacement pump AA2FO of axial piston, bent axis design, suitable for hydrostatic drives in open circuits
- Use in mobile and industrial applications
- Output flow is proportional to drive speed and displacement
- The drive shaft bearings are designed to give the service life expected in these areas of operation
- High power density
- Compact design
- High overall efficiency
- Cost effective concept
- One piece pistons with piston rings

Ordering Code / Standard Program (ordering code size 5 see page 10)

			O		/	6			-	V			
01	02	03	04	05		06	07	08		09	10	11	12

Hydraulic fluid

Mineral oil, HFD for sizes 250...1000 only in combination with long-life bearing "L" (no code)												
01	HFB, HFC hydraulic fluid											
	Sizes 10...200 (no code)											
	Sizes 250...1000 (only in combination with long-life bearing "L")											E-

Axial piston unit

										10...180	200	250	355...1000		
02	Bent axis design, fixed displacement					Version SAE					●	-	●	-	AA2F
						Version ISO					-	●	-	●	A2F

Drive shaft bearing

										10...200	250...500	710...1000			
03	Mechanical bearing (no code)											●	●	-	
	Long-life bearing											-	●	●	L

Mode of operation

04	Pump, open circuits											O
----	---------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---

Size

Size = displacement V_g (cm ³)													
05	Size		10	12	16	23	28	32	45	56	63	80	
	in ³ /rev.		0.63	0.73	0.98	1.40	1.71	1.95	2.78	3.42	3.84	4.91	
	Size		90	107	125	160	180	200	250	355	500	710	1000
	in ³ /rev.		5.49	6.51	7.63	9.79	10.98	12.20	15.25	21.66	30.51	43.33	61.02

Series

06												6
----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---

Index

07												sizes 10...180	1
												size 200	3
												sizes 250...1000	0

Direction of rotation

08	Viewed on shaft end											clockwise	R
												counter-clockwise	L

Seals

09	FKM (four-caoutchouc)											V
----	-----------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	---

Ordering Code / Standard Program (ordering code size 5 see page 10)

			O		/	6			-	V				
01	02	03	04	05		06	07	08		09	10	11	12	

Shaft end		10	12	16	23	28	32	45	56	63	80	90	107	125	160	180	250			
10	SAE Version (AA2F)	SAE Splined shaft	●	●	●	●	●	●	●	●	-	-	●	●	●	●	●	S		
			-	-	-	-	-	-	-	●	●	-	-	-	-	-	-	-	T	
			-	-	-	-	-	-	-	-	-	●	●	●	●	-	-	-	-	U
			-	-	-	-	-	-	-	-	-	●	●	-	-	-	-	-	-	Q
	Parallel keyed shaft DIN 6885	●	●	●	●	●	●	-	●	●	-	●	●	●	●	●	-	-	B	
		-	-	-	-	-	-	●	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	P	
SAE parallel keyed shaft		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	●	K		
								200		355		500		710		1000				
ISO Version (A2F)	Splined shaft DIN 5480	●	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	A		
		-	-	-	-	-	-	-	-	-	●	-	-	-	-	-	-	Z		
	Parallel keyed shaft DIN 6885	●	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	B		
		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	●	P		

Mounting flange		10	12	16	23	28	32	45	56	63	80	90	107	125	160	180	250		
11	SAE Version (AA2F)	2-bolt - SAE	●	●	●	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	C
		4-bolt - SAE	-	-	-	●	●	●	●	●	●	-	-	●	●	●	●	●	D
		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	●	●	-	-	-	-	-	DN
								200		355		500		710		1000			
ISO Version (A2F)	4-bolt - ISO	-	-	-	-	-	-	-	●	-	-	-	-	-	-	-	-	B	
	8-bolt - ISO	-	-	-	-	-	-	-	-	●	●	●	●	●	●	●	●	H	

Service line ports		10	12	16	23	28	32	45	56	63	80	90	107	125	160	180	250	
12	AA2F ¹⁾																	
	SAE flange ports A and B, at side and SAE flange port S, rear	-	-	-	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	55
	Threaded ports A and B, at side and SAE flange port S, rear	●	●	●	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	56
	A2F ²⁾							200		355		500		710		1000		
SAE flange ports A and B, at side and SAE flange port S, rear	-	-	-	-	-	-	-	-	●	-	-	-	-	-	-	-	05	
SAE flange ports A and B, rear and SAE flange port S, rear	-	-	-	-	-	-	-	-	-	●	●	●	●	●	●	●	11	

¹⁾ threads of fastening screws and service lines are SAE (UN/UNF)

²⁾ threads of fastening screws are metric

● = available - = not available

Technical Data

Determining the size

$$\text{Flow} \quad q_v = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_v}{231} \quad \text{gpm} \quad \left(q_v = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_v}{1000} \quad \text{L/min} \right)$$

$$\text{Input torque} \quad T = \frac{V_g \cdot \Delta p}{24 \cdot \pi \cdot \eta_{mh}} \quad \text{lb-ft} \quad \left(T = \frac{V_g \cdot \Delta p}{20 \cdot \pi \cdot \eta_{mh}} \quad \text{Nm} \right)$$

$$\text{Input power} \quad P = \frac{2 \cdot \pi \cdot T \cdot n}{33\,000} = \frac{q_v \cdot \Delta p}{1714 \cdot \eta_t} \quad \text{HP} \quad \left(P = \frac{2 \cdot \pi \cdot T \cdot n}{60\,000} = \frac{q_v \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t} \quad \text{kW} \right)$$

V_g = Displacement per revolution in in³ (cm³)

Δp = Differential pressure in psi (bar)

n = Speed in rpm

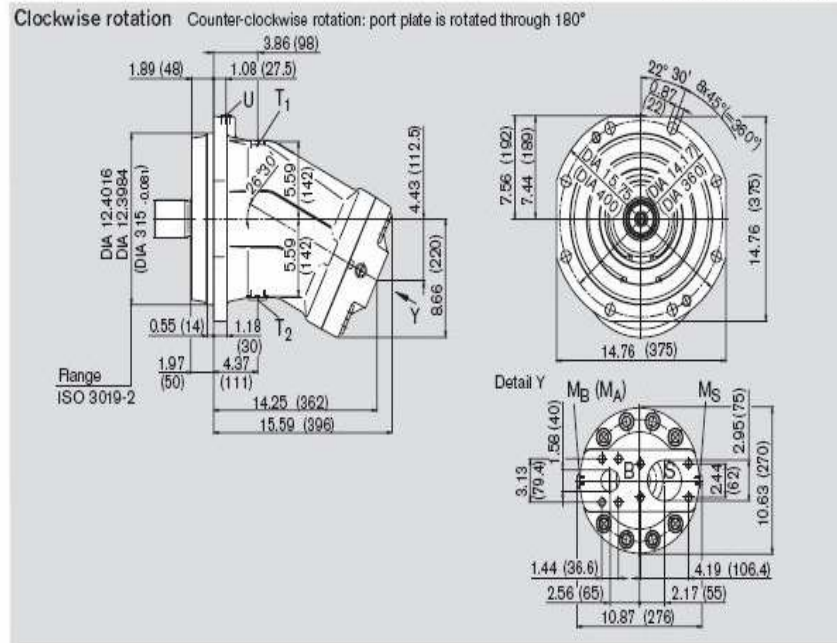
η_v = Volumetric efficiency

η_{mh} = Mechanical-hydraulic efficiency

η_t = Overall efficiency $\eta_t = \%90-95$

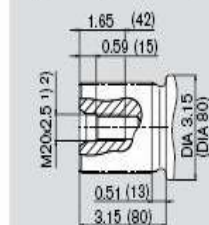
Unit Dimensions, Size 500 – ISO Design

Please request a certified installation drawing
before finalizing your design.
Dimensions in inches and (millimeters)

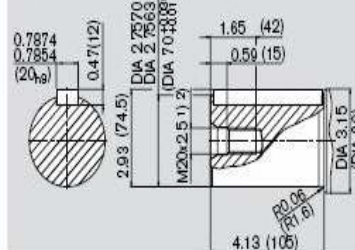


Shaft ends

Z Spined shaft DIN 5480
W70x3x30x22x9g
 $p_H = 5100 \text{ psi (350 bar)}$



P Parallel keyed shaft
DIN 6885 – AS20x12x100 (mm)
 $p_H = 5100 \text{ psi (350 bar)}$



Ports

B (A)	Service line port (high pressure series) Fastening threads B/A	SAE J518 DIN13	1 1/2 in M16x2;	0.95 (24) deep	- see safety instructions
S	Suction port (standard pressure series) Fastening threads S	SAE J518 DIN13	3 in M16x2;	0.95 (24) deep	- see safety instructions
T ₁ , T ₂	Case drain ports (T ₂ plugged)	DIN 3852	M33x2;	0.71 (18) deep	400 lb-ft (540 Nm) ²⁾
U	Port for bearing flushing (plugged)	DIN 3852	M18x1.5;	0.47 (12) deep	100 lb-ft (140 Nm) ²⁾
M _A , M _B	Measuring ports operating pressure A, B (plugged)	DIN 3852	M14x1.5;	0.47 (12) deep	60 lb-ft (80 Nm) ²⁾
M _S	Measuring port suction pressure (plugged)	DIN 3852	M14x1.5;	0.47 (12) deep	60 lb-ft (80 Nm) ²⁾

¹⁾ centering bore according to DIN 332 (thread according to DIN 13)

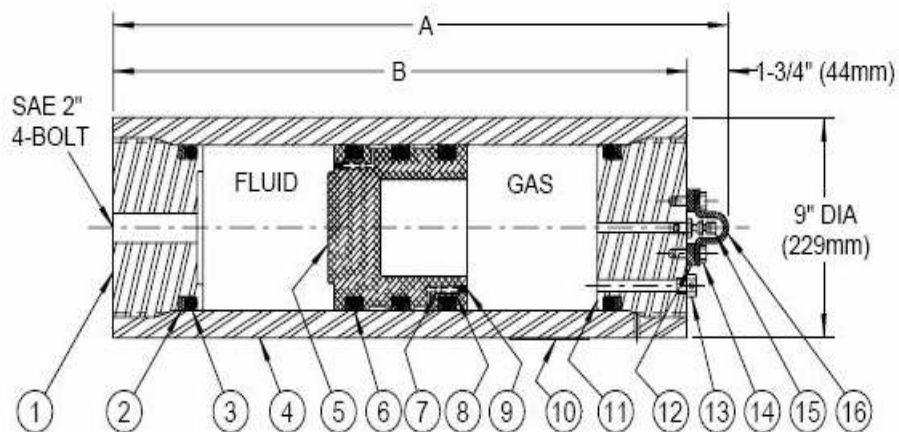
²⁾ please observe the general notes for the max. tightening torques on page 28

Ek3

TOBUL 9A50 ACCUMULATORS

**5,000 PSI
(345 Bar)**

MODEL NUMBER	GAS CAPACITY		FLUID CAPACITY		DRY WEIGHT		DIMENSION			
	In. ³	Cm. ³	Gallon	Liters	Lbs.	Kg.	A		B	
							In.	mm.	In.	mm.
9A50-20	607	9,961	2.5	9	250	113	26-3/4	679	26	635
9A50-40	1,183	19,385	5	19	348	158	41-1/4	1,048	39-1/2	1,003
9A50-60	1,759	28,819	7.5	28	446	202	55-3/4	1,416	54	1,372
9A50-80	2,334	38,253	10	37	544	247	70-1/4	1,784	68-1/2	1,740
9A50-100	2,910	47,687	12.5	47	643	292	84-3/4	2,153	83	1,108
9A50-120	3,486	57,121	15	56	741	338	99-1/4	2,521	97-1/2	2,477
9A50-140	4,061	66,555	17.5	66	839	381	113-3/4	2,889	112	2,845
9A50-160	4,637	75,989	20	75	937	425	128-1/4	3,258	128-1/2	3,213
9A50-200	5,793	94,938	25	94	1,134	514	157-3/8	3,997	155-5/8	3,953
9A50-240	6,945	113,808	30	113	1,330	603	186-3/8	4,734	184-5/8	4,689
9A50-320	9,238	151,379	40	151	1,724	782	244-1/2	6,210	242-3/4	6,166



NOTE: Optional mounting configurations are available.

GENERAL DESIGN DATA		
MAXIMUM WORKING PRESSURE	5,000 PSI	(345 Bar)
MAXIMUM PROOF PRESSURE.....	7,500 PSI	(517 Bar)
MINIMUM BURST PRESSURE.....	20,000 PSI	(1,379 Bar)
OPERATING TEMPERATURE (Buna/Nitrile).....	-20° TO +200° F	(-28° to 93° C)
STANDARD SEAL MATERIAL FOR PETROLEUM BASE OIL.		
SEALS AVAILABLE FOR OTHER FLUIDS.		

FOR PARTS LIST SEE REVERSE SIDE

TOBUL ACCUMULATOR, INC.

BAMBERG, S.C. 29003
U.S.A.

9A50 RDP1

TOBUL 9A50 ACCUMULATORS

5,000 PSI
(345 Bar)

ITEM NO.	PART NO.	NAME OF PART	NO. REQ'D
1	9A50-44	Cap - Hydraulic End	1
2	9A50-125T	Ring - Back Up	2
3	40-8N850	Ring - End Cap Seal	2
4	9A50-654-20	Cylinder - 2.5 Gallon - 9 L	1
	9A50-654-40	Cylinder - 5 Gallon - 19 L	
	9A50-654-60	Cylinder - 7.5 Gallon - 28 L	
	9A50-654-80	Cylinder - 10 Gallon - 37 L	
	9A50-654-100	Cylinder - 12.5 Gallon - 47 L	
	9A50-654-120	Cylinder - 15 Gallon - 56 L	
	9A50-654-140	Cylinder - 17.5 Gallon - 66 L	
	9A50-654-160	Cylinder - 20 Gallon - 75 L	
	9A50-654-200	Cylinder - 25 Gallon - 94 L	
	9A50-654-240	Cylinder - 30 Gallon - 113 L	
9A50-654-320	Cylinder - 40 Gallon - 151 L		
5	9A50-673T	Piston	1
6	G40T-8N850N	Ring - Piston "T", Assembly	3
7	3A-175	Ball - Check Valve	2
	40-2E006	O-ring - Check Valve	2
8	4A-135	Spring - Check Valve	2
9	3A-24	Screw - Check Valve Retaining	2
10	3A-737	Plate - Instruction	1
11	9A50-43	Cap - Gas End	1
12	3A-400	Spacer - Gas Valve Guard	1
13	9A-G704-52	Disc - Safety (Optional)	1
14	3A-406	Screw - 3/8-16 X 1-1/4 Lg. Hex Hd Steel Cap	2
15	3A-285H	Valve - Gas	1
16	3A-754D	Guard - Gas Valve	1

COMPLETE SEAL KITS	
TYPE	PART NO.
Buna-N	9A50-G40T-NST
Viton	9A50-G40T-ETT
EPR	9A50-G40T-HTT

TOBUL ACCUMULATOR, INC.
BAMBERG, S.C. 29003
U.S.A.

9A50 R0P2

Ek4

Electric Drives
and Controls

Hydraulics

Linear Motion and
Assembly Technologies

Pneumatics

Service

Rexroth
Bosch Group4/2- and 4/3-way directional valves
pilot operated, 4WEH
externally pilot operated, 4WHRA 24751/02.03
Replaces: 12.95

1/28

Model 4WEH, 4WH

Nominal sizes 10 to 32
Series 4X; 6X; 7X
Maximum operating pressure 350 bar (5100 PSI)
Maximum flow 1190 L/min (290 GPM)Model 4WEH 22 E7X/..6E.N9..K4...
with plug-in connector ¹⁾
Model 4WEH 10 D4X/..6E.N9..K4...
with plug-in connector ¹⁾Model 4WH 22 ..7X/...
Model 4WEH 16 ..7X/..6E.N9..K4...
with plug-in connector ¹⁾

List of contents

Contents	Page
Features	1
Ordering details	2, 3
Symbols	4, 5
Preferred types	6 to 8
Function, section	9, 10
Pilot oil supply	11
Technical data	12 to 15
Characteristic curves, performance limits	16 to 20
Unit dimensions	21 to 25
Item description	26
Switching time adjustment, pressure reducing valve, back pressure valve	27

Features

- Valves used to control the start, stop and direction of a fluid flow
- Electro-hydraulic operation (WEH), hydraulic operation (WH)
- For subplate mounting, Porting pattern to DIN 24 340 form A, ISO 4401 and CETOP-RP 121 H; NFPA T3.5.1 MR1 and ANSI B93.7 D05, D07, D08, or D10
- Subplates to catalog sheets RE 45 054 to RE 45 060 (separate order), see pages 18 to 22
- Spring or pressure centered, spring or hydraulic offset
- Wet pin DC or AC solenoids, optional
- Hand override, optional
- Electrical connections as an individual or central connection (see RA 23 178)
- Switching time adjustment, optional
- Back pressure valve in the P-channel of the main valve, optional
- Accessories to catalogue sheet RE 24 830:
 - Stroke adjustment at the main spool, optional
 - Stroke adjustment and/or end position monitoring, optional
 - Mechanical or inductive limit switch (proximity type) at main spool, optional

¹⁾ Separate order

Ordering details

	1	2	3	4	5	6	7	9	10	11	12	13
		4						/				
Up to 280 bar (4060 PSI) (not for model 4W.H 25 ...)	= No code											
Up to 350 bar (5100 PSI)	= H -											
4-way version	= 4											
Types of operation												
Electro-hydraulic	= WEH											
Hydraulic	= WH											
Nominal sizes												
NS 10	= 10											
NS 16	= 16											
NS 25 (model 4W.H 22 .7X/...) ¹⁾	= 22											
NS 25 (model 4W.H 25 .6X/...) ²⁾	= 25											
NS 32	= 32											
Spool return												
By means of springs	= No code											
Hydraulic ³⁾	= H											
For symbols, see page 4												
Series 40 to 49 – NS 10 (40 to 49: unchanged installation and connection dimensions)	= 4X											
Series 60 to 69 – NS 25 (4W.H 25.) and NS 32 (60 to 69: unchanged installation and connection dimensions)	= 6X											
Series 70 to 79 – NS 16 and 25 (4W.H 22.) (70 to 79: unchanged installation and connection dimensions)	= 7X											
Spool return in the pilot valve for a 2-position valve and 2 solenoids Only possible for spools C, D, K, Z and hydraulic spool return in the main valve:												
Without spring return	= O											
Without spring return with detent ⁴⁾	= OF											
Pilot valve with wet pin solenoids⁴⁾ High performance valve (RE 23 178)	= 6E											
24 V DC ⁴⁾	= G24											
230 V AC 50/60 Hz ⁴⁾	= W230											
For further voltages, frequencies and electrical data see catalogue sheet RE 23 178												
Without hand override	= No code											
With hand override ⁴⁾	= N											
With protected hand override ⁴⁾	= N9											
External pilot oil supply, external pilot oil drain ⁵⁾	= No code											
Internal pilot oil supply, external pilot oil drain ^{5), 6)}	= E											
Internal pilot oil supply, internal pilot oil drain ⁶⁾	= ET											
External pilot oil supply, internal pilot oil drain ⁵⁾	= T											
For model 4WH... only "No code" possible!												
Versions "ET" and "T" as a 3-position valve with pressure centering are only possible, if $p_{St} \geq 2 \times p_{Tank} + p_{St\ min}$!												
p_{St}	= Pilot pressure											
$p_{St\ min}$	= Pilot pressure, minimum											
p_{Tank}	= Tank pressure											
p_O	= Opening pressure											

Ordering details

14	15	16	17	19	20	21	22	24
								*
Further details in clear text								
							No code =	NBR seals
							V =	FKM seals (other seals on request)
⚠ Attention								
The compatibility of the seals and pressure fluid has to be taken into account!								
							No code =	Without pressure reducing valve
							D3 ⁷⁾ =	With pressure reducing valve
							No code =	Back pressure valve (not for NS 10) ^{4),7)}
							P4,5 =	Without back pressure valve
								With back pressure valve ($p_0 = 4.5 \text{ bar}$)
							No code =	Throttle insert ⁴⁾
							B08 =	Without throttle insert
							B10 =	Throttle $\varnothing 0.8 \text{ mm}$ (0.031 in.)
							B12 =	Throttle $\varnothing 1.0 \text{ mm}$ (0.039 in.)
							B15 =	Throttle $\varnothing 1.2 \text{ mm}$ (0.047 in.)
								Throttle $\varnothing 1.5 \text{ mm}$ (0.059 in.)
Accessories								
Stroke adjustment, for ordering details see RE 24830								
Accessories								
Inductive limit switch, for ordering details see RE 24830								
Central Electrical Connections ⁴⁾								
Terminal box with 1/2" NPT conduit connection								
Terminal box with 1/2" NPT conduit connection and light(s)								
ANSI B 93.55 M plug-in type connections (without female end)								
Terminal box with 3-pin connector (single solenoid)								
Terminal box with 5-pin connector (double solenoid)								
Terminal box with 3-pin connector and light (single solenoid)								
Terminal box with 5-pin connector and light (single solenoid)								
Individual solenoid plug-in electrical connectors								
For cable or conduit, (1/2" NPT) without angled plug connector(s)								
							No code =	Without switching time adjustment
							S =	Switching time adjustment as meter-in control
							S2 =	Switching time adjustment as meter-out control

¹⁾ Standard version

²⁾ High performance version

³⁾ • 2 switched positions (hydraulic end position): for spools C, D, K, Z, Y
• 3 switched positions (hydraulically centered): only for NS16, NS25 (model H-4W.H 25 ...) and NS32

⁴⁾ This ordering detail only applies to electro-hydraulic operation.

⁵⁾ When using NS10 valves, with an external pilot oil supply X or an external pilot oil drain, the SO30 version of the sandwich plate must be used. The designation SO30 must be entered at the end of the type designation (sandwich plate).

⁶⁾ With an internal pilot oil supply:

- Minimum control pressure: Page 10 must be taken into account!
- In order to avoid excessive pressure peaks, a throttle insert (B10) should be provided in the P port of the pilot valve (see page 9).

⁷⁾ Only in conjunction with throttle insert "B10"

⁸⁾ Plug-in connectors must be ordered separately (RE 23 178)

Technical data (for applications outside these parameters, please consult us!)

General

Nominal sizes		NS10	NS16	NS25 4W.H 22...	NS25 4W.H 25...	NS32	
Weight	Valve with one solenoid	kg (lbs.)	~ 6.4 (14.1)	~ 8.5 (18.7)	~ 11.5 (25.4)	~ 17.6 (38.8)	~ 40.5 (89.3)
	Valve with two solenoids, spring centered	kg (lbs.)	~ 6.8 (15.0)	~ 8.9 (19.6)	~ 11.9 (26.2)	~ 18.0 (39.7)	~ 41.0 (90.4)
	Valve with two solenoids, pressure centered	kg (lbs.)	~ 6.8 (15.0)	~ 8.9 (19.6)	~ 11.9 (26.2)	~ 19.0 (41.9)	~ 41.0 (90.4)
	Valve with hydraulic operation (4WH...)	kg (lbs.)	~ 5.5 (12.1)	~ 7.3 (16.1)	~ 10.5 (23.1)	~ 16.5 (36.4)	~ 39.5 (87.1)
	Switching time adjustment	kg (lbs.)	~ 0.8 (1.8)	~ 0.8 (1.8)	~ 0.8 (1.8)	~ 0.8 (1.8)	~ 0.8 (1.8)
	Pressure reducing valve	kg (lbs.)	~ 0.4 (0.8)	~ 0.4 (0.8)	~ 0.4 (0.8)	~ 0.4 (0.8)	~ 0.4 (0.8)
Installation	Optional; horizontal with hydraulic spool return "H" and symbols C, D, K, Z, Y						
Ambient temperature range	°C (°F)	-30 to +50 (-22 to +122)					

Hydraulic

Max. operating pressure - Ports P, A, B	Model 4WEH	bar (PSI)	280 (4060)	280 (4060)	280 (4060)	-	280 (4060)
	Model H-4WEH	bar (PSI)	350 (5075)	350 (5075)	350 (5075)	350 (5075)	350 (5075)
- Port T	With external pilot oil drain Y	bar (PSI)	315 ⁹⁾ (4570)	250 (3625)	250 (3625)	250 (3625)	250 (3625)
	With internal pilot oil drain Y ¹⁾	bar (PSI)	210 (3045) DC; 160 (2320) AC				
- Port Y	With external pilot oil drain:	bar (PSI)	210 (3045) DC; 160 (2320) AC				
	Model 4WH	bar (PSI)	250 (3625)	250 (3625)	210 (3045)	250 (3625)	250 (3625)
Pressure fluid	Mineral oil (HL, HLP) to DIN 51 524 ⁸⁾ ; Fast bio-degradable pressure fluids to VDMA 24 568 (see also RE 90221); HETG (rape seed oil) ⁶⁾ ; HEPG (polyglycols) ⁷⁾ ; HEES (synthetic ester) ⁷⁾ ; Other pressure fluids on request						
Pressure fluid temperature range	°C (°F)	-30 to +80 (-22 to +176) - for NBR seals -20 to +80 (-4 to +176) - for FKM seals					
Viscosity range	mm ² /s (SUS)	10 to 800 (47 to 3700)					
Cleanliness class to ISO code	Maximum permissible degree of contamination of the pressure fluid is to ISO 4406 (C) class 20/18/15 8)						
Maximum control pressure (with higher control pressures, a pressure reducing valve must be used.)	bar (PSI)	250 (3625)	250 (3625)	210 (93045)	250 (3625)	250 (3625)	
Minimum control pressure	- External pilot oil supply X, internal pilot oil supply X (for spools: D, K, E, J, L, M, Q, R, U, W)						
3-position valves, spring-centred	Model H-4WEH...	bar (PSI)	10 (145)	14 (203)	12.5 (181)	13 (190)	8.5 (123)
	Model 4WEH...	bar (PSI)	10 (145)	14 (203)	12.5 (181)	13 (190)	8.5 (123)
3-position valves, pressure-centered	bar (PSI)	-	14 (203)	-	18 (260)	8.5 (123)	
2-position valves with spring offset	Model H-4WEH...	bar (PSI)	10 (145)	14 (203)	14 (203)	13 (190)	10 (145)
	Model 4WEH...	bar (PSI)	10 (145)	14 (203)	11 (160)	13 (190)	10 (145)
2-position valves hydraulic offset	bar (PSI)	7 (100)	14 (203)	8 (115)	8 (115)	5 (70)	
- Internal pilot oil supply X (for spools C, F, G, H, P, T, V, Z, S ²⁾)	bar (PSI)	4.5 (65) ³⁾	4.5 (65) ³⁾	4.5 (65) ³⁾	4.5 (65) ³⁾	4.5 (65) ³⁾	

See next page for footnotes.

Technical data (for applications outside these parameters, please consult us!)

Hydraulic

Nominal sizes		NS10	NS16		NS25 4W.H 22...	NS25 4W.H 25...		NS32	
Switching pilot oil volume									
- 3-position valve, spring centered	cm ³ (in ³)	2.04 (0.12)	5.72 (0.35)		7.64 (0.47)	14.2 (0.87)		29.4 (1.79)	
- 2-position valve	cm ³ (in ³)	4.08 (0.25)	11.45 (0.70)		15.28 (0.93)	28.4 (1.73)		58.8 (3.59)	
- 3-position valve, pressure centered	cm ³ (in ³)		WH	WEH		WH	WEH	WH	WEH
From the neutral position to position "a"	cm ³ (in ³)	—	2.83 (0.17)	2.83 (0.17)	—	7.15 (0.44)	7.15 (0.44)	14.4 (0.88)	14.4 (0.88)
From position "a" to the neutral position	cm ³ (in ³)	—	5.72 (0.35)	2.90 (0.18)	—	14.18 (0.87)	7.0 (0.43)	29.4 (1.74)	15.1 (0.92)
From the neutral position to position "b"	cm ³ (in ³)	—	5.72 (0.35)	5.72 (0.35)	—	14.18 (0.87)	14.15 (0.86)	29.4 (1.74)	29.4 (1.74)
From position "b" to the neutral position	cm ³ (in ³)	—	8.55 (0.52)	2.83 (0.17)	—	19.8 (1.21)	5.73 (0.35)	43.8 (2.62)	14.4 (0.88)
Pilot oil flow for the shortest switching time	L/min (GPM)	~ 35 (9.2)	~ 35 (9.2)		~ 35 (9.2)	~ 35 (9.2)		~ 45 (11.9)	

¹⁾ As a 3-position valve, pressure centring is only possible when $p_{St} \geq 2 \times p_{Tark} + p_{St min}$

²⁾ Spool S, only for NS16

³⁾ For symbols C, F, G, H, P, T, V, Z internal pilot oil supply is only possible when the flow from P to T, in the mid position (for 3-position valve) or during moving through the mid position (for 2-position valves), when the flow is high enough so that the pressure differential from P to T reaches a minimum value of 6.5 bar (95 PSI).

⁴⁾ For spools C, F, G, H, P, T, V, Z, S²⁾ - via a back pressure valve (not NS10) or appropriately high flows

⁵⁾ Model 4WEH 10...: 280 bar (4080 PSI)

Model H-4WEH 10...: 315 bar (4570 PSI)

⁶⁾ Suitable for NBR and FKM seals

⁷⁾ Only suitable for FKM seals

⁸⁾ The cleanliness class stated for the components must be adhered to in hydraulic systems. Effective filtration prevents faults from occurring and at the same time increases the component service life.

For the selection of filters see data sheets RE 50070, RE 50076 and RE 50081.

Free-flow cross-section in the neutral position for spool types Q, V and W

Spool Q	A - T; B - T	mm ² (in ²)	13 (0.020)	32 (0.050)	78 (0.121)	83 (0.129)	78 (0.121)
Spool V	A - T; B - T	mm ² (in ²)	13 (0.020)	32 (0.050)	78 (0.121)	83 (0.129)	78 (0.121)
	P - A; P - B	mm ² (in ²)	13 (0.020)	32 (0.050)	84 (0.130)	83 (0.129)	84 (0.130)
Spool W	A - T; B - T	mm ² (in ²)	2.4 (0.004)	6 (0.009)	10 (0.015)	14 (0.022)	20 (0.031)

Technical data (for application outside these parameters, please consult us)
Switching times (= from contact received at the pilot valve up to start of opening at the control land on the main valve)

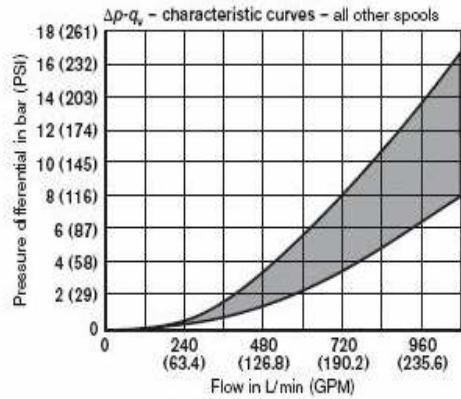
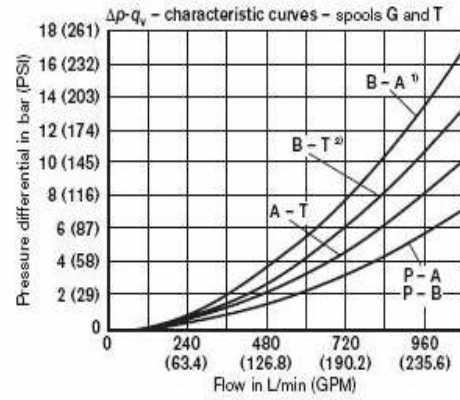
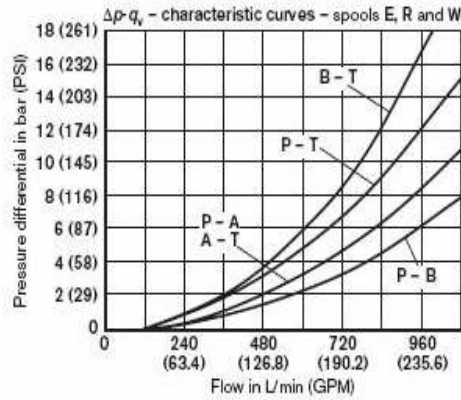
Nominal size 25 (model 4W.H 25...)

Control pressure	bar (PSI)	70 (1015)		140 (2030)		210 (3045)		250 (3625)	
Voltage type		AC	DC	AC	DC	AC	DC	AC	DC
Valve switching time from the neutral position to the switched position									
- 3-position valve, spring centered	ms	50	85	40	75	35	70	30	65
- 2-position valve	ms	120	160	100	130	85	120	70	105
- 3-position valve, pressure centered "0" to "a"	ms	30	55	30	55	25	50	25	50
"0" to "b"	ms	35	65	35	65	30	60	30	60
Valve switching time from the switched position to the neutral position									
- 3-position valve, spring centered	ms	40...55	40	40...55	40	40...55	40	40...55	40
- 2-position valve	ms	35...50	45	35...50	45	30...45	40	30...45	35
- 3-position valve, pressure centered "0" to "a" or "b" to "0"	ms	30...50	30	30...50	30	30...50	30	30...50	30

Nominal size 32

Control pressure	bar (PSI)	70 (1015)		140 (2030)		210 (3045)	
Voltage type		AC	DC	AC	DC	AC	DC
Valve switching time from the neutral position to the switched position							
- 3-position valve, spring centered	ms	65	80	50	90	35	105
- 2-position valve	ms	100	130	75	100	60	115
- 3-position valve, pressure centered "0" to "a"	ms	55	100	40	85	35	85
"0" to "b"	ms	60	105	45	95	40	95
Valve switching time from the switched position to the neutral position							
- 3-position valve, spring centered	ms	60...75	50	60...75	50	60...75	50
- 2-position valve	ms	115...130	90	85...100	70	65...80	65
- 3-position valve, pressure centered "a" to "0"	ms	30...65	30	60...90	30	105...155	50
"b" to "0"	ms	30...65	40	60...90	30	105...155	50

Characteristic curves: Model 4WEH 32 ... – measured with HLP46, $\vartheta_{oil} = 40\text{ °C} \pm 5\text{ °C}$ (104 °F \pm 41 °F)



Performance limits: Model 4WEH 32 ... – measured with HLP46, $\vartheta_{oil} = 40\text{ °C} \pm 5\text{ °C}$ (104 °F \pm 41 °F)

2-position valves – max. flow q_v in L/min (GPM)

Spools	Operating pressure p_{max} in bar (PSI)				
	70 (1015)	140 (2030)	210 (3045)	280 (4060)	350 (5075)
X external – spring offset in main valve (at $p_{Stmin} = 10\text{ bar}$ [145 PSI])					
C, D, K, Y, Z	1100 (290)	1040 (275)	860 (227)	750 (198)	680 (179)
X external – spring offset in main valve 1)					
C	1100 (290)	1040 (275)	860 (227)	800 (211)	700 (185)
D, Y	1100 (290)	1040 (275)	540 (143)	480 (127)	420 (111)
K	1100 (290)	1040 (275)	860 (227)	500 (132)	450 (119)
Z	1100 (290)	1040 (275)	860 (227)	700 (185)	650 (172)
X external – hydraulic offset in main valve					
HC, HD, HK, HZ, HY	1100 (290)	1040 (275)	860 (227)	750 (198)	680 (179)

For performance limits see "General" on page 13.

Attention!

- ¹⁾ If the stated flow values are exceeded then it is not possible to guarantee the return spring function if the pilot pressure fails!
 - With an X internal pilot oil supply and due to the negative overlap of the spools Z, HZ and V and flows < 180 L/min (47.55 GPM) a back pressure valve must be fitted.

3-position valves – max. flow q_v in L/min (GPM)

Spools	Operating pressure p_{max} in bar (PSI)				
	70 (1015)	140 (2030)	210 (3045)	280 (4060)	350 (5075)
X external – spring-centered					
E, J, L, M, Q, R, U, W	1100 (290)	1040 (275)	860 (227)	750 (198)	680 (179)
G, T, H, F, P	900 (238)	900 (238)	800 (211)	650 (172)	450 (119)
V	1100 (290)	1000 (264)	680 (179)	500 (132)	450 (119)
X external – pressure-centered (at a min. control pressure of 8.5 bar [125 PSI])					
All spools	1100 (290)	1040 (275)	860 (227)	750 (198)	680 (179)

- When using a 4/3-way directional valve, with pressure centering of the control spool in the main valve, which exceeds the stated performance limits, a higher pilot pressure is required. So for, e.g. with an operating pressure of $p_{max} = 350\text{ bar}$ (5075 PSI) and a flow of $q_v = 1100\text{ L/min}$ (290 GPM) a pilot pressure of 15 bar (218 PSI) is required. The maximum flow for this valve is only dependent on the Δp value which the system can accept.
- With an X internal pilot oil supply and due to the negative overlap of the spools C, HC, F, G, H, P and T a back pressure valve must be fitted.

Ek 5

Industrial Hydraulics | Electric Drives and Controls | Linear Motion and Assembly Technologies | Pneumatics | Service Automation | Mobile Hydraulics

Rexroth
Bosch Group

RE 29 136/07.02

2- and 3-way cartridge closed loop control valve Type .WRCE.../S

Nominal sizes 32, 40 and 50

Series 2X

Maximum operating pressure 420 bar

Maximum flow 4500 L/min

Overview of contents

Contents	Page
Features	1
Ordering details	2
Preferred types	3
Symbols	3, 4
Function, section	5, 6
Technical data, block circuit diagram	7 to 10
Electrical connections, plug-in connectors	11
Characteristic curves	12 to 17
Unit dimensions	18 to 20
Installation dimensions	21



HA D 68 70 01

Type 2WRCE...-2X/S



HA D 68 90 01

Type 3WRCE...-2X/S

Features

- Suitable for closed loop, position, pressure, force and speed controls
 - Pilot operated 3-stage closed loop control valve
 - Pilot control valve:
 - 2-stage, with a mechanical feedback NS 6 or 10 servo valve, trimmed, closes on loss of power when the pilot pressure is being applied to the 2WRCE main stage opens the 3WRCE-main stage from A to T
 - The main stage is closed loop position controlled
 - Integrated control and closed loop control electronics
 - Manifold mounting:
 - Cavity to ISO/DIS 7368 for the 2WRCE
 - Typical applications:
 - Presses
 - Dye casting machines
 - Nibbling axis
- For further information see:
- Pilot control valves
 - Servo valve NS 6 RE 29 564
 - Servo valve NS 10 RE 29 583
 - Note
 - Type WRCE with a proportional pilot control RE 29 137 (is in preparation)



© 2002
by Bosch Rexroth AG, Industrial Hydraulics, D-97813 Lohr am Main

All rights reserved. No part of this document may be reproduced or stored, processed, duplicated or circulated using electronic systems, in any form or by any means, without the prior written authorisation of Bosch Rexroth AG. In the event of contravention of the above provisions, the contravening party is obliged to pay compensation.

Technical data: 2WRCE (for applications outside these parameters, please consult us!)

General		NS 32	NS 40	NS 50
Installation; commissioning		Optional, preferably horizontal; to RE 07 700		
Storage temperature range	°C	-20 ... +80		
Ambient temperature range	°C	-20 ... +60		
Weight	kg	11.2	21.1	28
Weight with isolator valves .../...WK or .../...WL...	kg	12.4	24.8	31.7
Pilot valve nominal size	NS	6	10	10
Hydraulic (measured with HLP32, $v_{oil} = 40 \text{ °C} \pm 5 \text{ °C}$)				
Max. operating pressures				
Main stage, ports A, B	bar	420		
Pilot valve, port X	bar	315		
Pilot valve, port Y	bar	Pressure peaks <100, static <10		
Minimum control pressure in % of the system pressure				
For spool versions S...L	%	15		
For spool versions S...R	%	45		
Nominal flow $q_{nom} +10\%$ at $\Delta p = 5 \text{ bar}$				
Version ...S...L (linear)	L/min	650	1000	1600
version ...S...R (linear with a progressive fine control range)	L/min	480	700	1100
Max. flow				
For spool types ...S...L	L/min	1500	2200	3500
for spool types ...S...R	L/min	2000	3000	4500
Control oil flow at X and Y with a stepped form of input signal from 0 to 100 % (315 bar)	L/min	38	56	80
Zero flow of the servo pilot stage in relation to the pressure in X		2 WRCE 32 .../S		2 WRCE 40 .../S 2 WRCE 50 .../S
	L/min	$\sqrt{\frac{p_x}{70 \text{ bar}}} \cdot 0,5$		$\sqrt{\frac{p_x}{70 \text{ bar}}} \cdot 1,2$
Control oil flow	cm ³	4.52	8.48	17.3
Nominal stroke	mm	10	12	15
Pressure fluid		Mineral oil (HL, HLP) to DIN 51 524 Further pressure fluids on request		
Pressure fluid temperature range	°C	-20 to +80; preferably +40 to +50		
Viscosity range	mm ² /s	20 to 380; preferably 30 to 45		
Degree of contamination		Maximum permissible degree of contamination of the pressure fluid is to NAS 1638.		A filter with a minimum retention rate of $\beta_x \geq 75$ is recommended
	Pilot valve	Class 7		x = 5
	Main valve	Class 9		x = 15
Hysteresis	%	≤ 0.2		
Reversal span	%	≤ 0.1		
Response sensitivity	%	≤ 0.1		
Closing time with:	Pilot trimming	ms ≤ 550		
(with control pressures of 40 to 315 bar) Isolator sandwich plates		ms ≤ 200		

Technical data: 2WRCE (for applications outside these parameters, please consult us!)

Electrical		NS 32	NS 40	NS 50
Valve protection to DIN 40 050		IP65 with fitted and locked plug-in connector		
Voltage type		DC		
Signal type		Analogue		
Opening point calibration	%	≤ 1		
Zero displacement with a change in:				
Pressure fluid temperature	%/10 K	≤ 0.3	≤ 0.3	≤ 0.3
Control pressure in X	%/100 bar	≤ 0.7	≤ 0.7	≤ 0.7
Return pressure in Y 0 to 10 % of p_x	%/bar	≤ 0.3	≤ 0.3	≤ 0.3

 **Note:**

For details regarding the **environmental simulation test** covering EMC (electr-magnetic compatibility), climate and mechanical loading see RE 29 136-U (declaration regarding environmental compatibility).

Control electronics

Control electronics	VT 13037 (integrated into the valve)
---------------------	--------------------------------------

Nominal command value range for the 2WRCE:

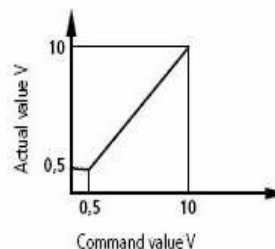
0 to +10 V (mA) \pm 0 to 100 %

Within the command value range of 0 to 0.5 V, the actual value remains constant at 0.5V.

With a slow command value change from 0.5 V to 10 V, the actual value follows the command value within ± 0.1 V.

With command values over 10 V, the command value follows up to approx. 12 V.

With a command value jump to 10 V, the actual value can briefly reach values of approx. 10.5 V.



Ek6

RA 20390/5.94

MANNESMANN REXROTH	Check Valve Model RV			RA 20 390/05.94
	Size 6 ... 40	5100 PSI (350 bar)	160 GPM (600 L/min)	Replaces 04.92

- For in-line or manifold mounting
- Leak-free closure in checked direction
- Four cracking pressures available (see ordering code)

Symbol

Ordering Code

	RV	0	/	*	
--	----	---	---	---	--

Check valve = RV In-line mounting = no code Manifold mounting = P Size: 1/8" = 6 1/4" = 8 3/8" = 10 1/2" = 12 3/4" = 16 1" = 20 1 1/4" = 25 1 1/2" = 30 2" = 40 Steel housing = 1 Stainless steel housing = 3 Design series = 0	Further details to be written in clear text no code = NBR seals suitable for Petroleum oils (HL, HLP) (Model RV standard) V = FPM seals suitable for Phosphate ester fluids (HFD-R) (Model RVP standard) Cracking pressure no code = 7 PSI (0.5 bar) standard 25 = 25 PSI (1.5 bar) 45 = 45 PSI (3.0 bar) 65 = 65 PSI (4.5 bar) 0 = BSP threads 5 = NPT threads 12 = SAE threads
--	--

Technical Data
(For applications outside these parameters, please consult us!)

Operating pressure: 5100 PSI (350 bar)
Cracking pressure: See ordering code
Flow rating: See operating curves
Fluid temperature range:
 NBR seals - 22 ... 176 °F (-30 ... 80 °C)
 FPM seals - 4 ... 176 °F (-20 ... 80 °C)
Hydraulic fluid: Petroleum oils
 Phosphate ester fluids
Viscosity range: 35 ... 2320 SUS (2.8 ... 500 mm²/s)
Mounting positions: Optional
Weight: See unit dimensions, page 2

Operating Curves,
measured at $v = 190$ SUS (41 mm²/s) $t = 122$ °F (50 °C)

RA 20390/7.86

Unit Dimensions Model RV						(Dimensions in inches and millimeters)					
Size	NPT or G (BSP)	SAE	L1 □	L2	Weight (approx.) lbs (kg)	Size	NPT or G (BSP)	SAE	L1 □	L2	Weight (approx.) lbs (kg)
6	1/8"	-2	0.63 (16)	1.77 (45)	0.22 (0.1)	20	1"	-16; 15/16-20	1.97 (50)	5.00 (127)	4.41 (2.6)
8	1/4"	-4; 7/16-20	0.98 (25)	2.16 (55)	0.44 (0.2)	25	1 1/4"	-20; 1 5/8-12	2.36 (60)	5.63 (143)	7.28 (3.3)
10	3/8"	-6; 9/16-18	1.18 (30)	2.56 (65)	0.88 (0.4)	30	1 1/2"	-24; 1 7/8-12	2.76 (70)	5.63 (143)	9.26 (4.2)
12	1/2"	-8; 3/4-16	1.38 (35)	2.87 (73)	1.54 (0.7)	40	2"	-32; 2 1/2-12	3.54 (90)	6.50 (165)	15.87 (7.2)
16	3/4"	-12; 1 1/16-12	1.77 (45)	3.46 (88)	2.65 (1.2)						

Unit Dimensions Model RVP																	(Dimensions in inches and millimeters)	
Size	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	O	P	R	Weight (approx.) lbs (kg)	
6	1.63 (41.5)	1.122 (28.5)	1.69 (43)	1.63 (41.5)	0.748 (19)	-	0.252 (6.4)	0.06 (1.6)	0.630 (16)	0.386 (9.8)	0.197 (5)	0.43 (11)	0.28 (7)	0.63 (16)	0.31 (8)	0.26 (6.6)	0.44 (0.2)	
8	1.81 (46)	1.319 (33.5)	2.56 (65)	2.50 (63.5)	1.378 (35)	-	0.559 (14.2)	0.18 (4.5)	1.004 (25.5)	0.500 (12.7)	0.276 (7)	0.43 (11)	0.28 (7)	0.79 (20)	0.39 (10)	0.26 (6.6)	0.88 (0.4)	
10	2.01 (51)	1.496 (38)	2.83 (72)	2.76 (70)	1.319 (33.5)	-	0.709 (18)	0.16 (4)	1.004 (25.5)	0.618 (15.7)	0.394 (10)	0.43 (11)	0.28 (7)	0.98 (25)	0.49 (12.5)	0.26 (6.6)	1.10 (0.5)	
12	2.26 (57.5)	1.752 (44.5)	3.31 (84)	3.15 (80)	1.496 (38)	-	0.827 (21)	0.16 (4)	1.181 (30)	0.736 (18.7)	0.512 (13)	0.43 (11)	0.28 (7)	1.26 (32)	0.63 (16)	0.26 (6.6)	2.20 (1.0)	
16	2.76 (70)	2.126 (54)	4.21 (107)	4.09 (104)	2.992 (76)	1.496 (38)	0.551 (14)	0.45 (11.4)	2.126 (54)	0.965 (24.5)	0.689 (17)	0.55 (14)	0.35 (9)	1.77 (45)	0.89 (22.5)	0.35 (9)	4.63 (2.1)	
20	3.01 (76.5)	2.362 (60)	5.16 (131)	5.00 (127)	3.740 (95)	1.870 (47.5)	0.630 (16)	0.75 (19)	2.244 (57)	1.201 (30.5)	0.866 (22)	0.55 (14)	0.35 (9)	1.97 (50)	0.98 (25)	0.35 (9)	7.28 (3.3)	
25	3.94 (100)	2.992 (76)	6.65 (169)	6.50 (165)	4.724 (120)	2.362 (60)	0.591 (15)	0.81 (20.6)	3.130 (79.5)	1.476 (37.5)	1.122 (28.5)	0.71 (18)	0.43 (11)	2.16 (55)	1.08 (27.5)	0.43 (11)	12.13 (5.8)	
30	4.53 (115)	3.662 (92)	7.48 (190)	7.32 (186)	5.630 (143)	2.815 (71.5)	0.591 (15)	0.94 (23.8)	3.740 (95)	1.713 (43.5)	1.378 (35)	0.79 (20)	0.51 (13)	2.95 (75)	1.48 (37.5)	0.55 (14)	22.71 (10.3)	
40	5.51 (140)	4.370 (111)	7.72 (196)	7.56 (192)	5.256 (133.5)	2.838 (67)	0.630 (16)	1.00 (25.5)	3.504 (89)	2.264 (57.5)	1.870 (47.5)	0.79 (20)	0.51 (13)	3.94 (100)	1.97 (50)	0.55 (14)	39.68 (18.0)	



Mannesmann Rexroth Corporation
 Rexroth Hydraulics Div., Industrial, 2315 City Line Road, Bethlehem, PA 18017-2131 Tel. (610) 694-8300 Fax: (610) 694-8467
 Rexroth Hydraulics Div., Mobile, 1700 Old Mansfield Road, Wooster, OH 44691-0394 Tel. (330) 263-3400 Fax: (330) 263-3333

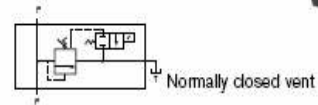
Ek7

20

Pressure Control Valves

BOSCH **Poppet relief valve**

- 3/4", 1", 1 1/4" & 1 1/2"
- 5000 psi / 50-120 gpm
- Gasket mounted (flow thru)
- Inline mounted
- Solenoid controlled
- Multiple pressure & venting



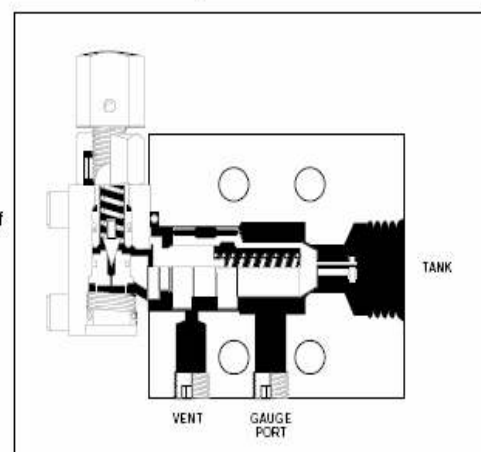
Specifications	
Valve function	Pressure relief valve, pilot operated
Mounting type	Inline or gasket
Mounting position	Not restricted
Fluid	Mineral oil or HFA / B / C / D
Viscosity	60... 2500 SUS (10...500 cst)
Fluid-temperature	-13 to 176°F (-25 to 80°C)
Filtration	Contamination class 10, according to NAS 1638 can be realized with filter $\beta_{25} = 75$
Seals	Viton
Max. setting pressure	1500, 3000, or 5000 PSI (100, 200 or 340 bar)
Max. operating pressure	5000 PSI (340 bar)
Max. flow	3/4" & 1" - 50 gpm (189 l/min) 1 1/4" & 1 1/2" - 120 gpm (454 l/min)
Repeatability	±50 psi (3.4 bar)
Stability	±25 psi (1.7 bar)
Response	20 milliseconds
Electrical	Solenoid venting heads optional 12, 24 vdc 115 ac
Weight	3/4" & 1" - 7.5 lbs (3.4 kg) 1 1/4" & 1 1/2" - 12 lbs (5.4 kg)

Venting is accomplished by opening the vent port to-tank through suitable external valving.

This valve can be remotely controlled by connecting the inlet of another relief valve to the vent port of the valve* (through suitable external orificing for stability). The pressure setting at which the main poppet opens can be adjusted at the remote relief valve, providing it is set to a lower value than the internal setting.

The tank connection should be piped directly to tank to minimize back pressure. Any pressure in the tank line is additive to the pressure setting.

Recommended orifice size is .040.



Ek8



TDS

Castrol HYSPIN AWH-M SERİSİ

Tipik fiziksel ve kimyasal özellikleri

TEST	AWH-M 15	AWH-M 32	AWH-M 46	AWH-M 68	AWH-M 100	AWH-M 150
Viskozite, 40 °C, cSt	15	32	46	68	100	150
Viskozite, 100 °C, cSt	3.8	6.33	8.18	10.76	13.4	17.64
Viskozite İndeksi	153	153	153	148	133	130
Yoğunluk/20 °C, g/cm ³	0.876	0.875	0.88	0.879	0.889	0.886
Nötralizasyon Sayısı, mgKOH/g	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
Havadan Ayrışma Değeri, 50 °C, dakika	4	8	8	8	12	18
Akma Noktası, °C	-47	-33	-36	-34	-32	-30
Parlama Noktası, °C	175	205	210	214	214	192
Köpürme Eğilimi/Kararlılık, Seq. I, ml	0/0	0/0	0/0	0/0	0/0	30/0
Sudan Ayrışma, dakika	5	10	10	10	20	20
4 Bilye Aşınma Testi/1 Saatte aşınma, (30 Kg, 1460 d/dk, mm)	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
FZG Diğil Testi (A/8,3/50) Aşınma Kademesi	11	11	12	12	12	12
Vickers HP Paletli Pompa Testi	50	50	50	50	50	50