168439

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GÜÇ İLETİM SİSTEMLERİNİN TASARIM KRİTERLERİ ve OPTİMİZASYONU

Makina Mühendisi Baykal Taylan BALABAN

FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Ferhat DİKMEN

Doç. Dr. Tamer YILMAZ

Yrd. Doç. Dr. Ahmet Sağırlı

İSTANBUL, 2004

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ i

ŞEKİL LİSTESİ ii

ÖNSÖZ v

ÖZET vi

ABSTRACT vii

1. GİRİŞ.....1

2. MEVCUT SİSTEMLERİN İNCELENMESİ.....2

2.1. Kavramalar.....3
2.1.1. Tek Diskli Kavrama.....5
2.1.2. Baskı Yaylı Tek Diskli Kavrama.....8
2.1.3. Membran Yaylı Kavrama.....9
2.1.4. Dirsek Kollu Kavrama.....11
2.1.5. İki Diskli Kavrama.....11
2.1.6. Merkezkaç Kuvvetli Kavrama.....14
2.1.7. Manyetik Kavrama.....15
2.1.8. Otomatik Kavrama.....16
2.1.9. Yağda Çalışan Kavrama.....20
2.2. Vites Kutuları.....22
2.2.1. Basamaklı Vites Kutusu.....23
2.2.2. Paralel Milli Vites Kutusu 24
2.2.3. Güneş Dişli Sistem.....25
2.2.4. Sürtünme İle İleten Basamaksız Vites Kutusu.....27
2.2.5. Hidrostatik Vites Kutusu.....30
2.3. Oynak Miller.....36
2.3.1. İstavrozlu Mafsallar.....36
2.3.2. Homokinematik Mafsallar.....38
2.3.3. Döner Elastik Mafsallar(Kuru Mafsallar).....43
2.3.4. Arka Aks Millerinin Mafsalları.....45
2.3.5. Ön Aks Millerinin Mafsalları.....46
2.4. Diferansiyel.....46
2.4.1. Tahrik Dişlileri.....47
2.4.1.1. Spiral Konik Dişliler.....47
2.4.1.2. Hipoid Konik Dişliler.....47
2.4.1.3. Sonsuz Dişli İle Tahrik.....48
2.4.2. Diferansiyelin Yapılışı ve Tesir Şekli.....48
2.4.2.1. Düz Yoldaki Hareket.....49
2.4.2.2. Virajdaki Hareket.....49
2.4.2.3. Alın Dişlili Diferansiyelin Yapılışı.....50
2.4.3. Diferansiyel Kilidi.....50
2.4.3.1. Dişli Kavrama Yardımıyla Kilitleme.....50

2.4.3.2. Kendi Kendini Kilitleyen Diferansiyel.....51
2.4.3.3. Lamelli Kavramalarla Kilitleme.....51

3. E.G.K PROJESİ (ENERJİ GERİ KAZANIMI PROJESİ).....54

3.1. İdeal Şartlarda Yakıt Sarfiyatı 54
3.2. Gerçek Yakıt Sarfiyatı 54
3.3. Frenleme Sırasında Fiziksel Olarak Ne Oluyor? 54
3.4. Nerelerde Fren Yapılıyor 54
3.5. Yakıt Verimleri 54
3.6. Örnekler.....55
3.6.1. Örnek 1 55
3.6.2. Örnek 2 56
3.6.3. Örnek 3 57
3.7. Projenin Amacı 58
3.8. Akış Şeması 59

4. YENİ SİSTEM TEMEL TASARIMI 60

4.1. Temelde Nasıl Bir Sistem 60
4.2. Depolama Yöntemleri 60
4.2.1. Elektriksel.....60
4.2.2. Mekanik.....60
4.2.3. Kimyasal 60
4.2.4. Pnömatik 61
4.2.5. Hidrolik 61
4.3. Hidrolik Sistem Ekipmanları İncelenmesi 62
4.3.1. Hidrolik Akümülatörler 62
4.3.2. Akümülatör Çeşitleri 62
4.3.2.1. Ağırlıklı Akümülatörler 62
4.3.2.2. Gazlı Akümülatörler 63
4.3.2.3. Diyaframlı Akümülatörler 63
4.3.2.4. Balonlu Akümülatörler 63
4.3.2.5. Pistonlu Akümülatörler.....63
4.3.2.6. Yaylı Akümülatörler 64
4.3.3. Hidrolik Pompalar 64
4.3.3.1. Dişli Pompalar 65
4.3.3.2. İçten Dişli Pompalar 65
4.3.3.3. İçten Eksantrik Dişli Pompalar.....65
4.3.3.4. Bir Dişli Pompada Debi Hesabı 65
4.3.3.5. Paletli Pompalar 66
4.3.3.6. Pistonlu Pompalar 66
4.3.3.7. Eksenel Pistonlu Pompalar 66
4.3.3.8. Radyal Pistonlu Pompalar 67
4.3.3.9. Pompa Seçiminde Dikkat Edilecek Hususlar 67
4.3.3.10. Pompaların Çalışma Prensibi 67
4.3.3.11. Pompalarda Verimlilik 68
4.3.3.12. Pompa ve Akışkan Uyumu 68
4.3.3.13. İş Koşulları ve Pompa 68
4.3.4. Hidrolik Motorlar 69
4.3.5. Hidrolik Valfler.....69

4.3.5.1. Valflerin Görevleri 69
4.3.5.2. Valf Çeşitleri 70
4.3.5.3. Çek Valfler 70
4.3.5.4. Yön Kontrol Valfleri 70
4.3.5.5. Yön Kontrol Valflerinde Yön ve Konum 71
4.3.5.6. Yön Kontrol Valflerinin Söylenişi 71
4.3.5.7. Yön Kontrol Valflerinin Çeşitleri 72
4.3.5.8. Normalde Açık Valfler 72
4.3.5.9. Normalde Kapalı Valfler 72
4.3.5.10. Yol Konumlarına Göre Yön Kontrol Valfleri 72
4.3.5.11. Üç Konumlu Valflerin Orta Konum Çeşitleri 73
4.3.5.12. Yön Kontrol Valflerinin Kumanda Şekilleri 75

5. SİSTEM TASARIMI 76

5.1. Hidrolik Sistem 77
5.1.1. Sistem Çalışma Prensibi 78
5.1.2. Aracın Fren Yapması Hali 78
5.1.3. Aracın Tekrar Hareket Ettirilmesi Hali 79
5.2. Temel Mekanik Sistem 80
5.3. Hesaplamalar ve Yapılan Seçimler 81
5.3.1. Tekerlek ve Yol Arasındaki Sürtünme Kuvveti Hesaplanması 81
5.3.2. Hidromotor Döndürme Momentinin Hesaplanması ve Hidromotor Seçimi ...82
5.3.3. Akümülatör Seçimi 90
5.3.4. Frenleme için Hidropompa Döndürme Momentinin Hesaplanması ve Hidropompa Seçimi 92
5.3.5. Hidromotorun Akümülatördeki Tüm Dpeolu Yağı Kullanarak Aracı Çıkarabileceği Maksimum Hız Hesabı 95
5.4. Mevcut Sistem İle Yeni Depolayıcı Sistemin Akuple Edilmesi (İlişkilendirilmesi) 99
5.5. Denemeler 99
5.5.1. 1. Deneme 99
5.5.2. 2. Deneme 99
5.5.3. 3. Deneme 99
5.5.4. Yüklü Test 101
5.5.5. Hidromek Pompa İle Yapılan Testlerden Çıkartılan Sonuçlar 101

6. ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMİ FİZİBİLİTESİ VE KAZANÇLARI....102

6.1. Şehir İçi Yakıt Tüketim Kazancının Hesaplanması....102
6.2. Şehir Dışı Yakıt Tüketim Kazancının Hesaplanması....105
6.3. Enerji Geri Kazanım Projesi İçin Yatırım Fizibilitesi....106

7. SONUÇLAR 108

KAYNAKLAR 109

EK: DENEY DÜZENEĞİ RESİMLERİ 110

ÖZGEÇMİŞ 124

SİMGE LİSTESİ

Dt	-Dişlinin bölüm dairesi çapı
Düz dişlide dt	- m.Z
$F_{Büyük\ Kasnak}$	- Büyük Kasnak Kuvveti
$F_{Küçük\ Kasnak}$	- Küçük Kasnak Kuvveti
Md	-diş genişliği
M	- Döndürme momenti
M_1	- Kavramaya giriş momenti (Motor momenti)
M_2	- Kavramadan çıkış momenti
M_{motor}	- Motor Döndürme Momenti
n	-d/d(Pompanın milinin devir sayısı veya elektrik motoru devir sayısı)
P	- Kavrama kuvveti
P_2	- Max. Çalışma Basıncı
P_1	- Min. Çalışma Basıncı
P_0	- Ön basınç
Q	-Debi
s	- Sürtünen iki yüzeyin sayısı
V_o	-Bir dişin içine dolan yağ hacmi
V	-Pompanın bir devirde bastığı yağ miktarı
Z	-diş sayısı
μ	- Yüzeyler arasındaki sürtünme katsayısı
Δv	- Kullanılabilen sıvı miktarı

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1. Taşıt Sistemleri 2
Şekil 2.2. Güç Aktarma Organları 3
Şekil 2.3. Şematik kavrama 4
Şekil 2.4. Tek diskli kavrama ve parçaları.....6
Şekil 2.5. Tek diskli kavrama ve parçaları.....6
Şekil 2.6. Merkezi olarak yönlendirilen geri çekici.....7
Şekil 2.7. Salınımlı şekilde yataklanmış geri çekici.....7
Şekil 2.8. Bağlanmış ve çözülmüş kavrama.....9
Şekil 2.9. Basılarak çözülen membran yaylı kavrama.....10
Şekil 2.10. Çekilerek çözülen yaylı kavrama.....10
Şekil 2.11. Pedal ayak kuvvetinin pedal yolu ile olan bağlantısı.....10
Şekil 2.12. Dirsek kollu kavrama (Fichtel u. Sachs).....11
Şekil 2.13. İki diskli kavramanın ana parçaları.....12
Şekil 2.14. İki diskli kavramanın şematik resmi.....12
Şekil 2.15. İki diskli kavrama.....13
Şekil 2.16. Kavrama segmentli merkezkaç kuvvetli kavrama ve merkezkaç kuvvetli ağırlıklı kavrama.....14
Şekil 2.17. Electromanyetik kavrama Ferlec ve parçaları.....15
Şekil 2.18. Bir mekanik kalkış kavramasının çalışma şekli.....17
Şekil 2.19. Hidromekanik kavramanın parçaları.....18
Şekil 2.20. Hidromekanik kavramadaki sıvı hareketi.....19
Şekil 2.21. Çelik lamelli kavrama ve çelik lamelli çok diskli kavrama.....21
Şekil 2.22. Çalıştırma şekilleri.....24
Şekil 2.23. Basamaklı vites kutusu.Tahrik tarafındaki dişliler temas halindedir. Basamaklar arasındaki kavrama kaydırılarak basamak değiştirme yapılır.....24
Şekil 2.24. Güneş dişli sistemlerinin yapımı ve 4 basamaklı tahrik sistemi.....26
Şekil 2.25. Basamaksız konik-kayış ile tahrikli mekanik karakteristik değiştiricisi.....28
Şekil 2.26. DAF konik kayışlı "Variomatic".....28
Şekil 2.27. Reimer kutusunun tahrik tarafı ve otomatik baskı tertibatı.....30
Şekil 2.28. Kullanılan pompa ve motor çeşitleri.....31
Şekil 2.29. Thoma pompası.....32
Şekil 2.30. Dowty-Taurodyne tahrik sisteminin karakteristik eğrileri.....34
Şekil 2.31. Güldner Hydro-Stabil arka aks sisteminin kesiti.....35
Şekil 2.32. İstavrozlu mafsal.....36
Şekil 2.33. İstavrozlu ve kuru mafsallı oynak miller.....37
Şekil 2.34. Bir oynak milin ara yatağı.....37
Şekil 2.35. Weiss-Bendix mafsalı.....39
Şekil 2.36. Eşit hareketli mafsal.....40
Şekil 2.37. Eşit hareketli mafsal (Löbro).....41
Şekil 2.38. Eşit hareketli sacdan sızdırmazlık keçesiyle donatılmış mafsal (Löbro).....41
Şekil 2.39. Eşit hareketli kayıcı mafsal (Löbro).....42
Şekil 2.40. Elastik mafsalda diske tesir eden kuvvetler ve oynak disk.....43
Şekil 2.41. Gıibo kavraması (Patent Saga).....44
Şekil 2.42. Merkezlemeli elasti ve düzenli Layrub kavraması.....44
Şekil 3.1. 1000 kg ağırlıkta aracı 200 km/h sürate ne miktarda benzin çıkartabilir.....55

Şekil 3.2. 30000 kg ağırlıkta aracı 80 km/h sürate ne miktarda mazot çıkartabilir.....56
Şekil 3.3. 1000 kg ağırlıkta aracın 200 mt yükseklikteki tepeyi aşması.....57
Şekil 3.4. Akış Şeması.....59
Şekil 4.1. Hidrolik pompa çeşitleri.....64

Şekil 5.1. Deney düzeneği hidrolik sistemi şematik resmi.....78
Şekil 5.2. Araç fren yapması (enerji depolama esnasında) halinde hidrolik sistemin bulunacağı konum.....79
Şekil 5.3. Araç tekrar hareket ettirilmesi halinde hidrolik sistemin bulunacağı konum.....79
Şekil 5.4. Araç arka aksı ve tahrik sistemi.....80
Şekil 5.5. Tekerlek ve yol arasındaki sürtünme kuvvetinin hesaplanması değerleri.....82
Şekil 5.6. Aracı tahrik edecek hidromotorun döndürme momentinin hesaplanması.....83
Şekil 5.7. Hidromotor seçimi için katalog değerleri.....84
Şekil 5.8. Hidromotor teknik özellikleri.....85
Şekil 5.9. Hidromotor teknik özellikleri.....86
Şekil 5.10. Hidromotor teknik özellikleri.....87
Şekil 5.11. Hidromotor teknik özellikleri.....88
Şekil 5.12. Hidromotor teknik özellikleri.....89
Şekil 5.13. Akümülatör seçim tablosu.....91
Şekil 5.14. Hidrolik pompa seçim abağı.....93
Şekil 5.15. Hidrolik pompa bağlantısı revizyon şekli.....94
Şekil 5.16. Kurulan deney düzeneği ile ana tahrik sisteminin birbirine bağlanması.....96
Şekil 5.17. Birbirine bağlanan iki sistemin fonksiyon kayıbı olmayacak şekilde iyileştirilmesi.....97
Şekil 6.1. Benzinli motorun tam yük hız karakteristikleri.....103
Şekil 6.2. Şehir içi çevrimine göre taşıt enerji dağılımı.....103
Şekil Ek 1.1. Deney düzeneği önden görünüş.....110
Şekil Ek 1.2. Deney düzeneği arkadan görünüş.....110
Şekil Ek 1.3. Deney düzeneği yandan görünüş.....111
Şekil Ek 1.4. Hidrolik pompa.....111
Şekil Ek 1.5. Hidrolik motor.....112
Şekil Ek 1.6. Hidrolik motor arka aks bağlantısı.....112
Şekil Ek 1.7. Hidrolik pompa arka aks bağlantısı (yandan).....113
Şekil Ek 1.8. Hidrolik motor arka aks bağlantısı (yandan).....113
Şekil Ek 1.9. Hidrolik pompa arka aks bağlantısı (arkadan).....114
Şekil Ek 1.10. Deney düzeneği yandan görünüş.....114
Şekil Ek 1.11. Vana bağlantıları.....115
Şekil Ek 1.12. Vana bağlantısı.....115
Şekil Ek 1.13. Akümülatör.....115
Şekil Ek 1.14. Akümülatör bağlantısı.....115
Şekil Ek 1.15. Vana bağlantıları.....116
Şekil Ek 1.16. Hidrolik motor arka aks bağlantısı.....116
Şekil Ek 1.17. Hidrolik sıvı tankı içi ve yağ filtresi.....117
Şekil Ek 1.18. Deney düzeneği arkası genel görünüş.....117
Şekil Ek 1.19. Hidrolik pompa ve hidrolik motor bağlantıları.....118
Şekil Ek 1.20. Manometre bağlantısı.....118
Şekil Ek 1.21. Vana bağlantıları üstten görünüş.....119
Şekil Ek 1.22. Deney düzeneği arka kısım üstten görünüş.....119
Şekil Ek 1.23. Hidrolik pompa kaidesi.....120

Şekil Ek 1.24. Deney için kullanılan benzinli motorun kaidesi ve bağlantı elemanları.....120
Şekil Ek 1.25. Deney düzeneği önden görünüş 121
Şekil Ek 1.26. Hidrolik pompa arka aks bağlantısı 121
Şekil Ek 1.27. Deney düzeneği arka kısım genel görünüş 122
Şekil Ek 1.28. Deneyde kullanılan benzinli motor bağlantı kaidesi ve elemanları üstten görünüşü 122
Şekil Ek 1.29. Hidrolik pompa kaidesi bağlantısı 123
Şekil Ek 1.8. Hidrolik motor arka aks bağlantısı üstten görünüşü 123

ÖNSÖZ

Bu projede öncelikli olarak beni her koşulda destekleyen aileme, tüm yardımlarından ötürü sevgili arkadaşım Sn. Cenker Çelik'e, Kdz. Ereğli Sanayi Sitesi Esnafına, Karaköy Esnafına ve tüm yönlendirme, bilgilendirme ve cesaretlendirmelerinden ötürü Sn. Doç. Dr. Ferhat Dikmen'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Makina Mühendisi olmaktaki amacım olan yeni tasarımlar yapıp, yeni fikirler ortaya koymak ve bunların uygulandığını görmekti. Lise yıllarında tohumları atılan fikirlerin, alınan iyi bir eğitim ve sanayinin içerisinde geçirilen birkaç senelik çalışma hayatından edinilen deneyim ile harmanlanması ve Sn. Doç. Dr. Ferhat Dikmen'in taslak halindeki projenin uygulanabilir olduğunu belirterek cesaretlendirmesi sayesinde, başlangıçta teorik olarak üzerinde çalışılan bu tez çalışması pratiğe yönelmiş ve ortaya basit de olsa bir deneysel araç çıkmıştır. Fakat bu çalışma daha başlangıç aşamasındadır ve bunun sonrasında proje daha da geliştirilerek gerçek bir araca uygulanacak ayrıca uluslararası patent başvurusu da yapılacaktır.

Dyson firması sahibinin saptaması oldukça doğrudur "Dyson'a göre tasarım bir şeyin nasıl göründüğü değil nasıl çalıştığıdır. Tasarım işlevden türemelidir. Bu sebepten Dyson'da ürün geliştiren insanlara, mühendis denmektedir. Üzülerek söylenmelidir ki, çoğu eğitim sistemlerinde çocuklar akademik konulara yönlendiriliyor ve ellerini yeni şeyler yaratırken kirletmekten alıkoyuluyorlar." Bu sorunu çözmek için teorik eğitimle desteklenen, yapılacak daha fazla pratik çalışmalar sayesinde bilimsel ve ekonomik gelişme sağlanabilecektir ve bu çalışmalarda "Uygulanabilir bilginin ekonomik değer taşıdığı" unutulmamalıdır.

Temmuz 2004

Baykal Taylan BALABAN
Makine Mühendisi

ÖZET:

Bu tez çalışmasında kara taşıtlarının hızından dolayı taşıdığı kinetik veya konumundan dolayı taşıdığı potansiyel enerjinin frenleme esnasında depolanması, daha sonra aracın ilk hareketinde bu depolanan enerjinin kullanılması amaçlanmıştır. Bu amacın gerçekleştirilebilmesi için proje sırasında kullanılmak üzere mevcut aktarma organları incelenmiştir. Bunun sonrasında frenleme sırasında geri kazanılacak enerjinin ne yöntemle depolanacağı üzerinde durulmuş ve bu yöntemin küçük hacimlerde yüksek miktarda enerji depolayabileceği ve kullanılacak malzemelere erişim kolaylığı bulunduğundan hidrolik akümülatör ile gerçekleştirilmesine karar verilmiştir. Frenleme işlevi aracın tahrik aksından tahrik alacak bir hidropompanın akümülatöre yağ basması ile gerçekleştirileceği, aracın tahrik edilmesinin ise aynı aksı tahrik edecek bir hidromotorun akümülatörde daha önce depolanan basınçlı yağı kullanması ile sağlayacağı ana motora destek yardımcı bir sistem tasarlanmıştır. Sonrasında ana tahriki sağlayan motor ile yeni sistem bağlanıp, iyileştirmesi gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan sistem basitleştirilerek bir deney düzeneği kurulmuş ve yapılan denemeler ile tasarlanan sistemin doğruluğu kontrol edilmiştir. Yapılan çalışmalar neticesinde yeni aktarma organının uygulandığı araçlarda gerçek yakıt tüketiminin ideal şartlarda hesaplanan teorikyakıt tüketimine yaklaştırılması sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Frenleme enerjisinin geri kazanımı, aktarma organı.

ABSTRACT:

This article is a report on acquiring back energy kinetic from the velocity or energy potential from the location during brake process and use this stored energy in the first acceleration. For this purpose the transfer organs examined to use during the research. After that the way of storing energy studied on and it is decided to use a hydraulic accumulator becouse of high amounth of energy can be stored in minimal volumes and its easy to find the materials. A new helping system to the main running system designed. It's braking will be made storing pressurized hydraulic liquid to the hydraulic accumulator by a hydraulic pump driven by main running shaft and it's running will be made by a hydraulic motor using that pressurized hydraulic liquid stored in hydraulic accumulator. After that the main system and new designed, helping system accuplated. The simplified form of the new design has been set as test mechanism and the truthness checked. In the end of the research the real fuel usege has been get closer to the theorical calculated fuel usage with the new system applied vehicles.

Key Words: Acquiring back energy during brake process, transfer organs.

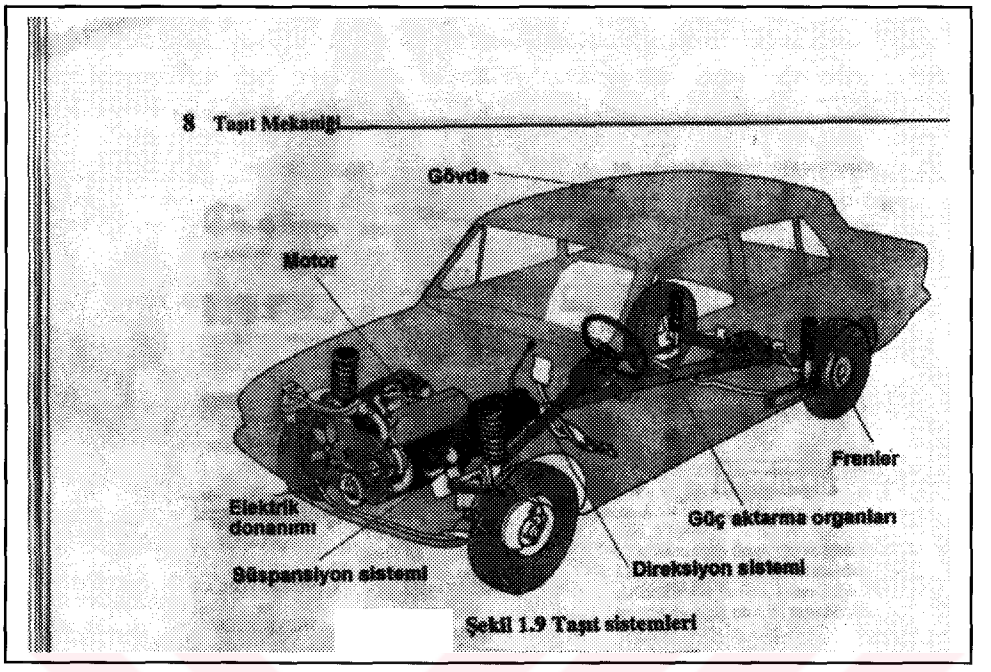
1. GİRİŞ

Günümüz kara taşıtlarının çoğunda tahriki içten yanmalı veya patlamalı motorlar sağlamaktadır. İçten yanmalı motorların verimleri %26-28 , içten patlamalı motorların ise %30-32 arasında değişmektedir. Yani kimyasal enerjinin hareket enerjisine çevrilmesi oldukça zor bir işlemdir.

Öte yandan kara taşıtlarında frenleme işlemi sırasında aracın sahip olduğu hareket enerjisi, fren düzenekleri ile ısı enerjisine dönüştürülerek emilir ve sonra da havaya verilir. Büyük zorluklarla elde edilen hareket enerjisinin tekrar bir potansiyel enerjiye çevrilip depolanarak, taşıtın ilk hareketinde tekrar kullanılabileceği düşüncesi bu çalışmada incelenecek ve kurulan deney düzeneği ile kanıtlanmaya çalışılacaktır.

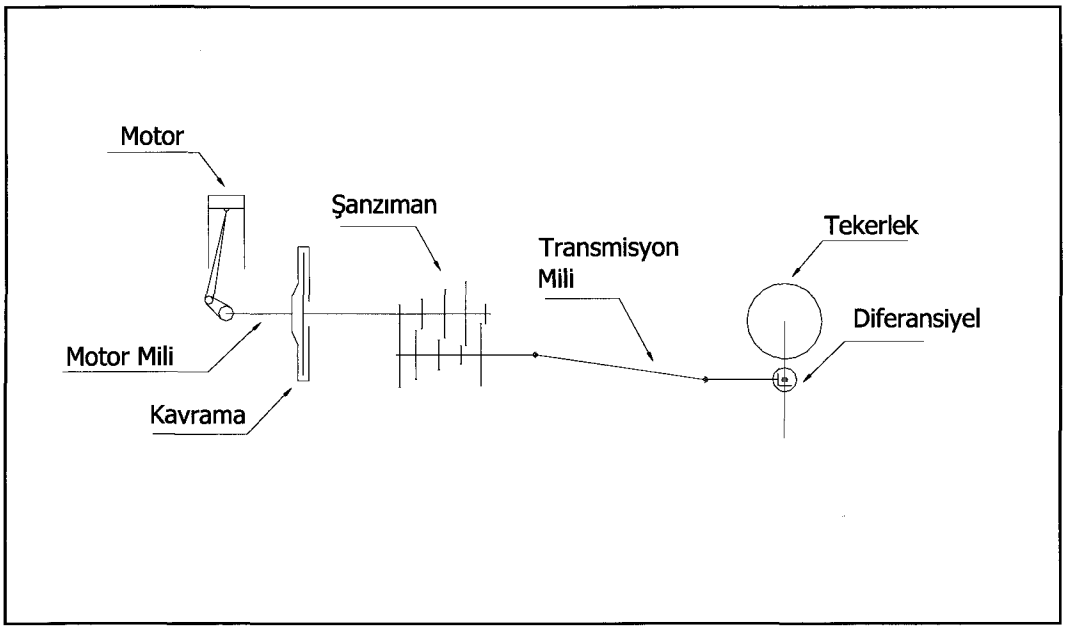
Tasarlanan yeni aktarma organı ile, ne çeşit motorla tahrik edilirse edilsin, frenleme esnasında kaybedilen enerji geri kazanılarak kara taşıtlarında yakıt tasarrufu sağlanacaktır.

2. MEVCUT SİSTEMLERİN İNCELENMESİ



Şekil 2.1. Taşıt Sistemleri; (Çetinkaya, 2004), Taşıt Mekaniği, Nobel Yayın Dağıtım, Ankara

Kara taşıtlarında gerekli taşıma amacının gerçekleştirilebilmesi için birtakım temel elemanlar bulunmaktadır. Bu elemanlar hareketin üretildiği motor, motorun bağlı olduğu ve taşıma platformu görevini üstelen gövde; üretilen hareketin yola aktarılması için güç aktarma organları; üretilen hareketin doğru yönde yönlendirilmesi için direksiyon sistemi ve aracı durdurmak yada yavaşlatmaya yarayan frenler; karanlıkta görmek, görünmek ve birtakım elektrikli aksesuarların çalıştırılması için elektrik sistemi ve aracın ilerlemesi sırasında yoldan alacağı titreşimleri en aza indirmek için süspansiyon sistemleri bulunmaktadır.



Şekil 2.2. Güç Aktarma Organları

Güç aktarma organları, motorun üretmiş olduğu döndürme momentini uygun şekilde tekerlere aktarılmasını sağlayan elemanlardır. Bunlar, vites geçişlerinde motor ile tekerler arasındaki güç aktarımını kesme işlemini gerçekleştiren kavrama, motorun ürettiği döndürme momentini ayarlayan şanzıman, şanzıman ile diferansiyel arasında gücün aktarımı gerçekleştiren transmisyon mili, aracın dönmesi esnasında iç ve dış teker arasında devir farklılığını sağlayan diferansiyel ve üretilen gücün yola aktarılmasını sağlayan tekerleklerden oluşmaktadır.

2.1. Kavramalar

Kavramalar araçlarda daima motor ile vites kutusu arasına yerleştirilmiştir. Duruştan kalkışa geçmeyi veya hareket esnasında Motor ile vites kutusu arasındaki kuvvet akışını keserek vites kutusunda basamak değiştirilmesini mümkün kılar.

Bugün ayak pedalı ile kumanda edilen kavramalar genel olarak otomobillerde kuru diskli kavrama olarak, tek disk ve kamyonlarda ise iki veya daha fazla sayıda kuru diskli kavrama şeklinde kullanılmaktadır.

Burada sadece bugünkü motorlu taşıtlarda kullanılan kuru diskli kavramalar ele alınacaktır. Kavrama kuvveti F_K, kavrama diskini volana basmakta ve sürtünme ile döndürme momenti iletmektedir.

İletilen döndürme momenti:

$$M = M_1 = M_2 = F_K \cdot \mu \cdot r \cdot s$$

Burada

M (Nm): Döndürme momenti

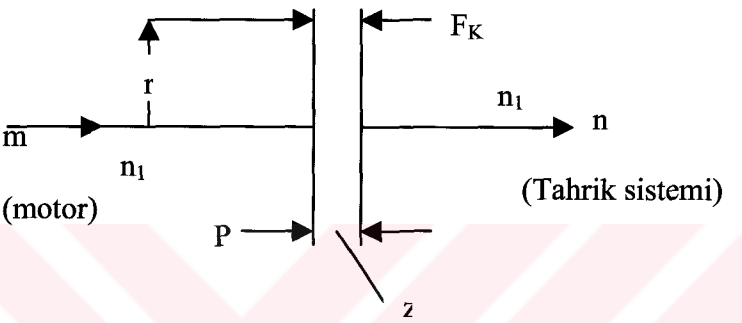
M_1 (Nm): Kavramaya giriş momenti (Motor momenti)

M_2 (Nm): Kavramadan çıkış momenti

F_K (N) : Kavrama kuvveti

μ - Yüzeyler arasındaki sürtünme katsayısı

z - Sürtünen iki yüzeyin sayısı



Şekil 2.3. Şematik kavrama ; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

Kavrama Çeşitleri

Eskiden sürtünme yüzeyleri konik olan, konik kavramalar da kullanılmıştır. Bugün bunların yerine diskli kavramalar kullanılmaktadır. Bunlarda tek, çift ve çok diskli kavramalar olarak kullanılma yerlerine ve özelliklerine göre birbirinden ayrılırlar.

Kavramalar motorun döndürme momentini vites kutusuna iletir. Sürtünmeli ve hidrodinamik kavramalar mevcuttur. Araçlarda kullanılan vites kutuları sürtünmeli kavramalarla kullanılır.

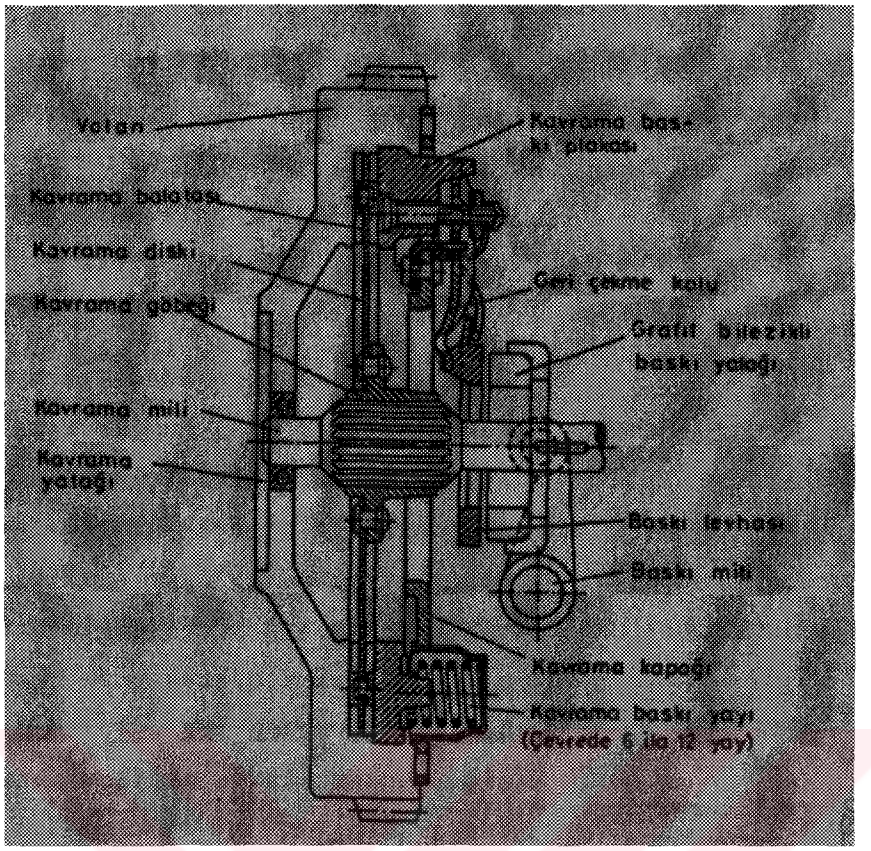
Sürtünmeli kavrama çözülebilir bir bağlantıdır. Kuvvet tatbik edilerek çözülür ve motordan vites kutusuna olan kuvvet iletimi kesilir. Kuvvetin tatbik edilememesi halinde kavrama bağlanmış durumdadır.

Aracın kalkışı için gerekli olan döndürme momentinin vites kutusu üzerinden aracın aktarma organlarına iletilebilmesi için motorun belirli bir devir sayısına getirilmesi gerekir. Bu ise çözülmüş kavrama ile bağlanmış vites basamağında gerçekleşir. Kavramanın bağlanması ile motorun döndürme momenti kavrama tarafından kayma sürtünmesiyle vites kutusuna iletilir. Kayan kavrama motora frenleyici yönde tesir ederken aracı vites kutusu ve aktarma organları üzerinden tahrik eder. Kalkış hareketinin sona ermesiyle kavrama tamamen bağlanmış ve sürtünme kuvveti ile motor döndürme momenti vites kutusuna iletilir.

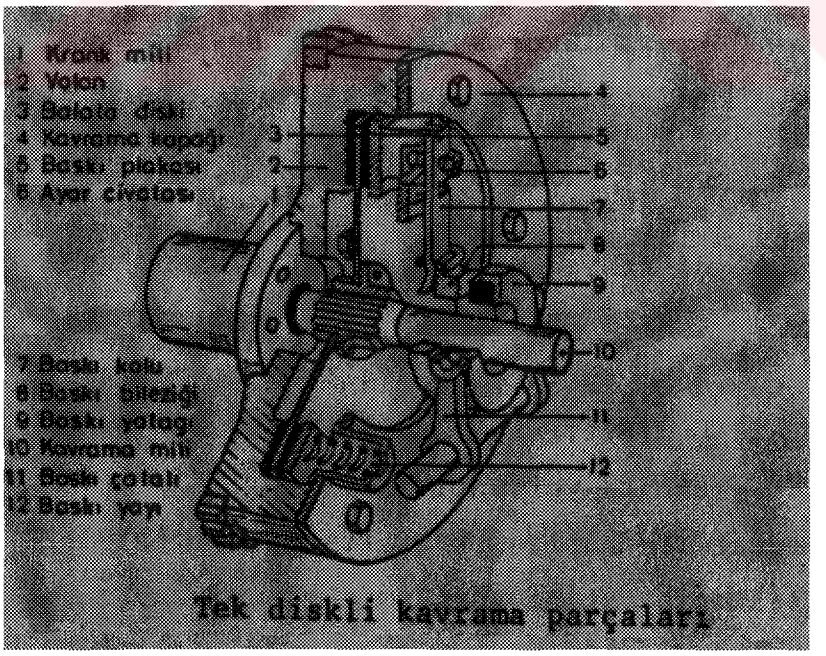
Basamaklı vites kutularında basamakların kolay seçilebilmesi için dişli çarkların veya basamak muflarının basamakların değiştirilmesi esnasında kuvvet iletimi ile zorlanmaması gerekir. Bu nedenle motordan vites kutusuna olan kuvvet akışının, kavramanın çözülmesiyle, kesilmesi şarttır.

2.1.1. Tek Diskli Kavrama

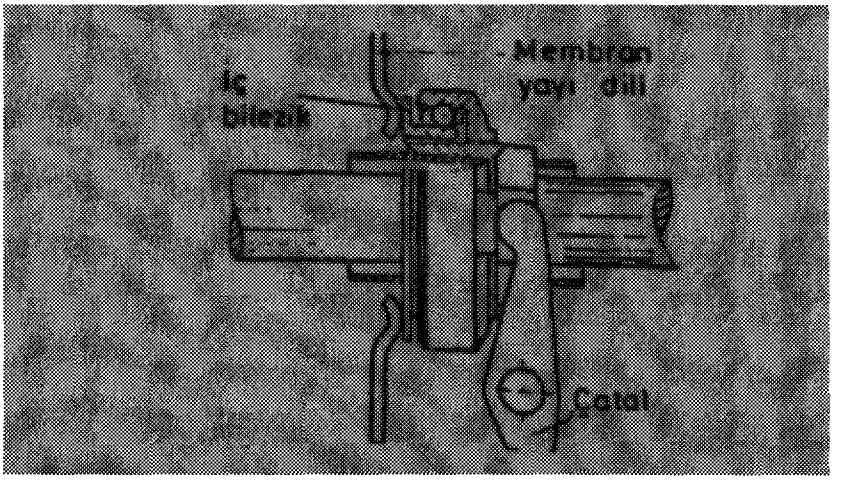
Kavrama diskinin sayısına göre tek veya çok diskli kavramalardan söz edilir. Bunlar kuru olarak veya yağ içinde çalışarak kullanılır. Bugün otomobillerde ve orta büyüklükteki kamyonlarda (700 Nm kadar) en çok tek diskli kavrama kullanılmaktadır.(Şekil 2.4.)



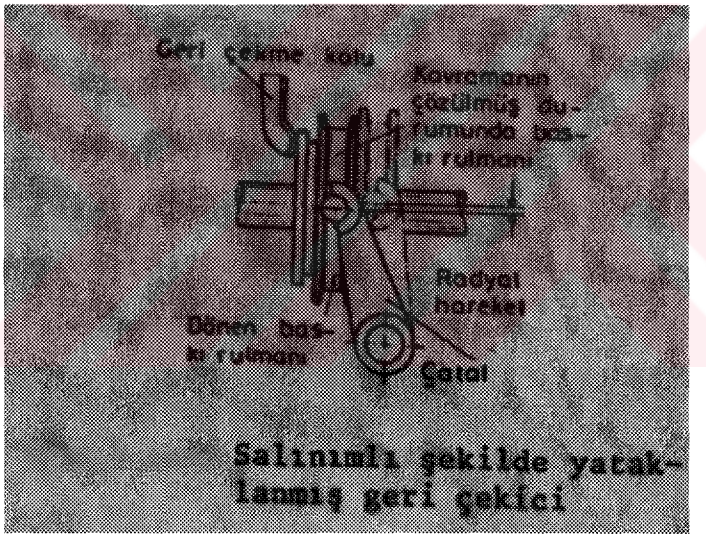
Şekil 2.4. Tek diskli kavrama ve parçaları ; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul



Şekil 2.5. Tek diskli kavrama ve parçaları; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul



Şekil 2.6. Merkezi olarak yönlendirilen geri çekici; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul



Şekil 2.7. Salınımlı şekilde yataklanmış geri çekici; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

Tek diskli kavrama üç ana parçadan meydana gelmektedir; kavrama kapağı, kavrama diski, temper dökümü veya çelik sacdan imal edilir. Bunun üzerine baskı levhası, geri çekme kolları, kavrama baskı plakası ve kavramanın çeşidine bağlı olarak bir merkezi kavrama baskı yayı veya kavrama baskı plakası üzerinde dağılmış olan 6 ila 12 bası yayları veya membran yayı bulunmaktadır.

Kavrama diski üzerinde çok kere perçinlenmiş olan kavrama balataları bulunur. Bu balatalar yapıştırılmış da olabilir. Kamalı mil olarak şekillendirilmiş olan kavrama mili üzerinde oturan kavrama diski eksenel olarak hareket ettirilebilirken, mile göre dönmesi mümkün değildir. Böylece motordan gelen döndürme momenti disk üzerinden kamalı mile iletilmiş olur.

Geri çekici, eksenel yüklenebilen bir rulmanlı yatağa sahiptir. Geri çekici, merkezi kayıcı bir muf veya salınım hareketi yapabilecek şekilde yerleştirilmiş bir çatal ile kullanılır.

Merkezi şekilde yönlendirilen geri çekici (şekil 2.6.) hem kavrama ayar aralıklı kavramalar için ve hem de ayar aralığı olmayan kavramalarda uygun olmaktadır. Ayar aralığı olmayan kavramalarda geri çekicinin iç bileziği daimi olarak geri çekici kollarına veya membran yayın dillerine dayanmakta ve çalışan motorda kavramanın bağlı olması halinde bile beraberce dönmektedir.

Bir çatal ile bağlı olan geri çekici (şekil 2.7.) ayar aralığı olan kavramalarda kullanılır. Baskı yatağı sadece çözülmüş kavramada beraberce döner. Bu geri çekici, kavramanın bağlanması ile çözülmesi esnasında radyal bir kayma yatağından, geri çekici yatağı ile geri çekici arasındaki sürtünmeyi azaltmak için geri çekici levhasının yüzeyine bir teflon tabaka yarleştirilmiştir.

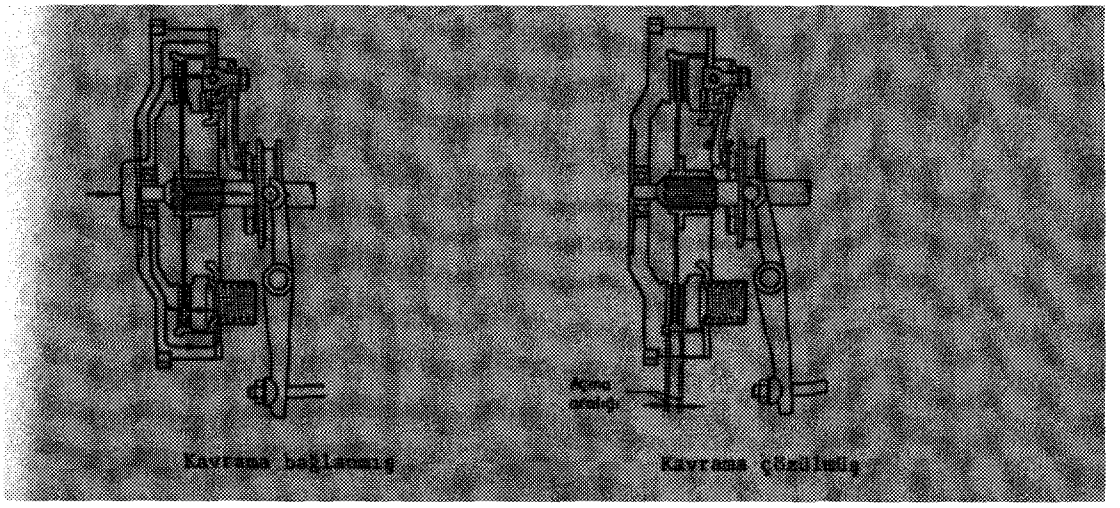
Sürtünme yüzeyi grafit veya sintermetal ile kaplanmış grafit bilezikli geri çekici ile rulman yataklı geri çekicilerin yerine sürtünme yüzeyi teflon kaplanmış geri çekiciler kullanılaktadır.

2.1.2. Baskı Yaylı Tek Diskli Kavrama

Kavrama Bağlanmış: Yaylar kavrama plakasını kavarama diskine bastırmaktadır. Kavrama diski kavrama milinde eksenel olarak kayabilir olduğundan, kavrama baskı plakası ile volanın sürtünme yüzeyine bastırılır. Böylece volan sürtünme ile kavrama diski üzerinden vites kutusunun tahrik mili ile bağlanmış olur. Volan ve kavrama kapağı birbirleriyle sıkı şekilde cıvatalarla ve kavrama baskı plakası da kavrama kapağı ile alıcı tırnaklarla bağlı olduğundan, kavrama diski hem volan ve hem de kavrama baskı plakası tarafından tahrik edilir. Kavramalar, iletilmesi gereken en büyük döndürme momentinin % 50'si ile %100'ünden daha fazlasını iletebilecek şekilde konstrükte edilmelidir.

Kavrama çözülmüş: Kavrama pedalına basılınca baskı rulmanı geri çekme kollarını çalıştıran, geri çekme levhasına basar. Şimdi bunlar kavrama bası yaylarının baskı kuvvetini yenerek kavrama baskı plakasını kavrama diskinden geri çekerler. Böylece kavrama diski volanın sürtünme yüzeyinden ayrılır ve volan ile baskı plakası arasında serbest kalır. Kuvvet iletimi

kesilmiştir. Kavrama pedalındaki ayak kuvveti kaldırılırsa kavrama tekrar bağlanır. Pedal ve baskı yatağı kuvvetli bir geri çekme yayı ile başlangıç yerine getirilir.

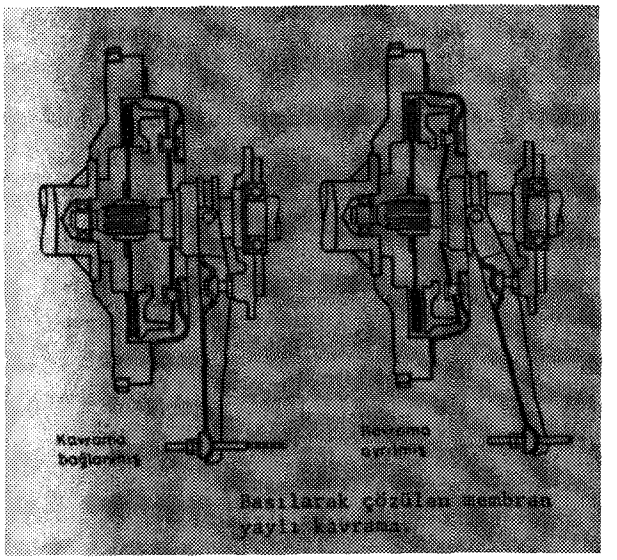


Şekil 2.8. Bağlanmış ve çözülmüş kavrama; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

Kavramanın çözülmüş olduğu durumda kavrama balata yüzeyleri ile volan ve baskı plakasının yüzeyleri arasında belirli bir açma aralığı mevcuttur. Bu aralık 0,3 ila 0,5 mm arasındadır. Kavrama diski ile volan ve baskı plakası arasındaki açma aralığı eşit büyüklükte olduğundan, toplam hava aralığı 0,6 ila 1 mm arasındadır.

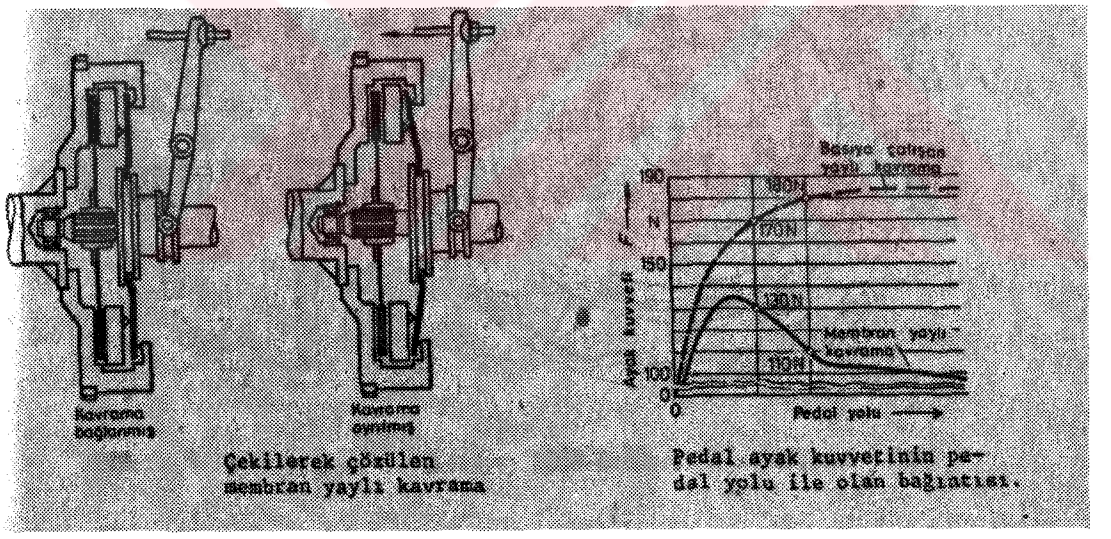
2.1.3. Membran Yaylı Kavrama

Bu kavrama geri çekme kolları ile kavrama baskı yaylarının görevini üstlenen bir membran yayı ile donatılmıştır. Membran yayı bir disk şeklinde olup üzerinde birçok yarıklar bulunmaktadır.(Şekil 2.9.)



Şekil 2.9. Basılarak çözülen membran yaylı kavrama; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

Membran yaylı kavramanın en büyük avantajı yumuşak kavrama tesiri verebilmesidir. Membran yaylı kavramanın basılarak çözülen veya çekilerek çözülen tipleri mevcuttur.



Şekil 2.10. Çekilerek çözülen yaylı kavrama; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

Şekil 2.11. Pedal ayak kuvvetinin pedal yolu ile olan bağlantısı; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

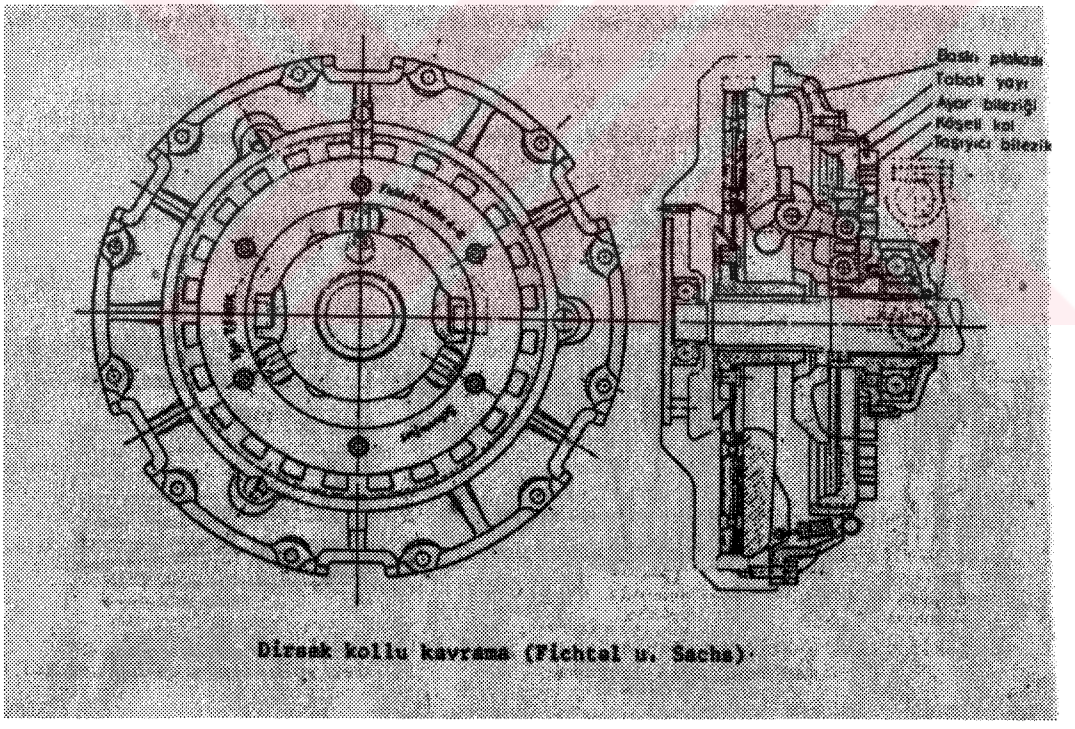
Kesik çizgi aynı büyüklükteki baskı yaylı kavramanın pedal kuvvetini göstermektedir. Burada gerekli pedal kuvveti artan açma yolu ile artmaktadır.

2.1.4. Dirsek Kollu Kavrama

Şekil 2.12'da dirsek kollu bir kavrama şekli görülmektedir. Bu tür özel imalat olup kavrama bir otomatik kilit ile yalnız kavramanın bağlanmış durumunda da uzun zaman tahrik sisteminin eksenel yüküne dayanabilmektedir. Bu şart çok kere paletli iş makineları ile ekskavatörlerde mevcuttur.

Bu görev baskı plakası tarafından hareket ettirilen özel bir taşıyıcı bilezik içine yerleştirilmiş üç dirsek kol ile konstrüktif olarak çözülmüştür. Bu taşıyıcı bilezik, öngerilmiş olan bir tabak yaya dayanmakta ve onu kavramanın bağlanmış durumunda öngörülmüş olan bir ölçüde ek olarak germektedir. Tabak yayın toplam gerilmesi baskı kuvvetini vermektedir.

Tabak yayın seçilmiş olan yassı bir karakteristiği sayesinde kavramanın baskı kuvveti balata aşıntısında bile oldukça sabit kalmaktadır. Yan bir ayar bileziği ile zaman zaman ilk ölçüsüne getirilir. Bu dirsek kollu kavramalara el ile kumanda edilir ve en ağır şartlar için konstrükte edilmişlerdir.



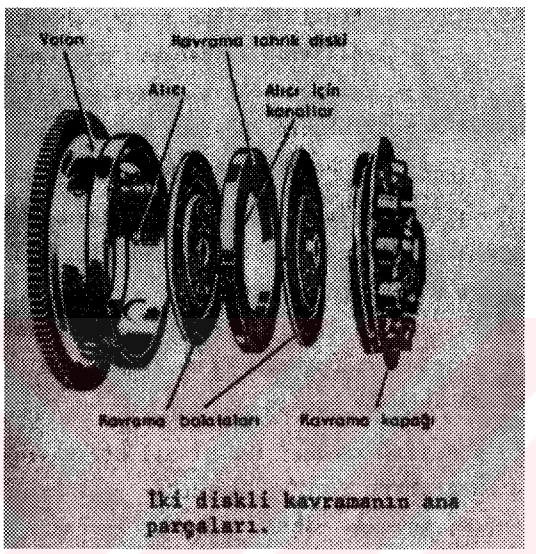
Şekil 2.12. Dirsek kollu kavrama (Fichtel u. Sachs); (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

2.1.5. İki Diskli Kavrama

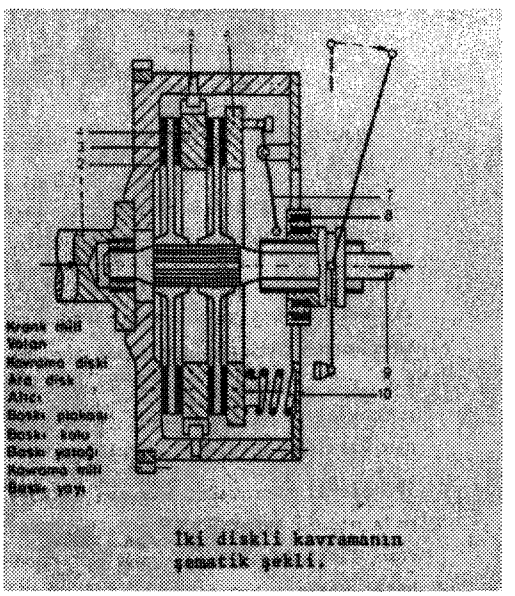
Motorun döndürme momentinin iletilmesi için gerekli en büyük kavrama diskinin volanın içine yerleştirilmemesi durumunda iki diskli kavrama kullanılır.

İki diskli kavramalarda, tek diskli kavramalardaki parçalardan başka kavrama tahrik diski ile kavrama diski bulunmaktadır. Kavrama tahrik diski her iki kavrama diski arasında tahrik eden ek parça olmaktadır.

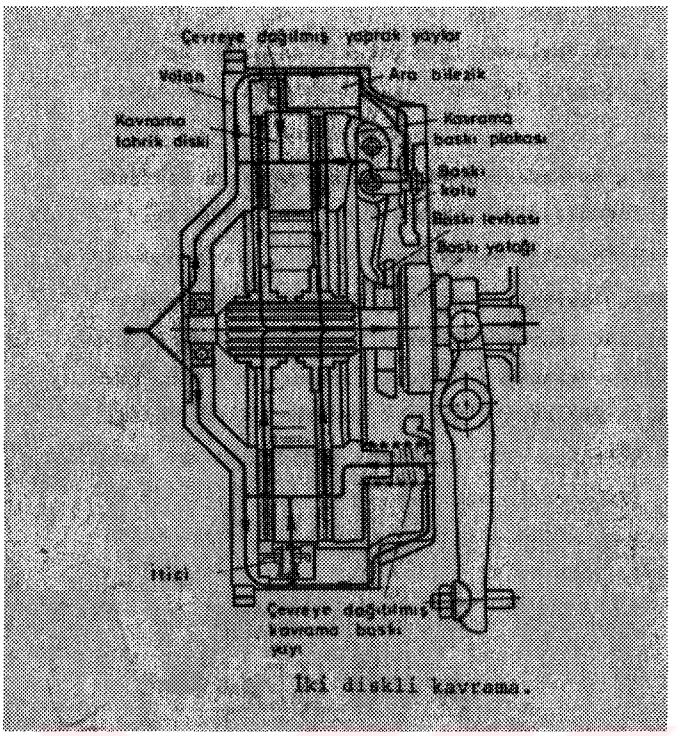
Şekil 2.13. iki diskli kavramanın ana parçaları gösterilmiş olup bunlardan kavrama tahrik diski volan tarafından tahrik edilmektedir. Kavrama tahrik diskinin üzerine açılmış olan kanallara volanın alıcıları girmektedir. Bazı kavramalarda alıcılar kavrama kapağına yerleştirilmiştir. Kavrama tahrik diski kapağı tarafından tahrik edilir.



Şekil 2.13. İki diskli kavramanın ana parçaları; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul



Şekil 2.14. İki diskli kavramanın şematik resmi; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul



Şekil 2.15. İki diskli kavrama; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

Şekil 2.14. iki diskli bir kavramanın şematik şeklini, şekil 2.15. ise değişik iki diskli kavramanın konstrüksiyonunu göstermektedir. Kavrama baskı plakası ile kavrama kapağı, vites kutusu tarafındaki kavrama diski ile kavrama tahrik diski bir ara bilezik ile bir bütün teşkil etmektedir. Değiştirme yapılacak kavramalarda motor tarafındaki kavrama diski serbest olarak beraberce verilir. Merkezlenme ve kavrama tahrik diskinin tahriki, iki diskli kavramada olduğu gibi (Şekil 2.11) sadece alıcılarla değil bilakis ara bilezik ile bağlı olan yaprak yaylarla gerçekleşir. Kavramanın çözülmüş durumunda yaprak yaylar kavrama tahrik diskini geri getirmektedir. Böylece her iki kavrama diskinin kavramanın çözülmesiyle serbest kalabilmesi için kavrama tahrik diski bir kayıcı sistemle donatılmıştır. Böylece kavramanın çözülmesiyle her iki kavrama diskinin stroku eşit büyüklükte olur.

Kavrama balatalarının aşınmasında kayıcı sistem, kavrama baskı plakasına tesir eden kuvvet yardımıyla kavrama baskı yaylarını otomatik olarak ayarlar. Kavramanın çözülmüş durumunda kayıcı ara bilezikte ve bağlanmış durumunda ise volanda oturmaktadır. Bunun yanında balata aşıntısında kayıcının ayarı gerçekleşir. Bu kavramada bir aşıntı sınırlaması öngörülmüştür. Aşıntı sınırının üzerinde aşınmış balatalarda kavrama kaymağa başlar.

İki diskli kavramada, kavrama baskı yaylarının kuvveti tek diskli bir kavramada olduğu kadar büyük olup kavrama balataları aynı ölçülerdedir. İki kavrama diskinin dört sürtünme yüzeyi

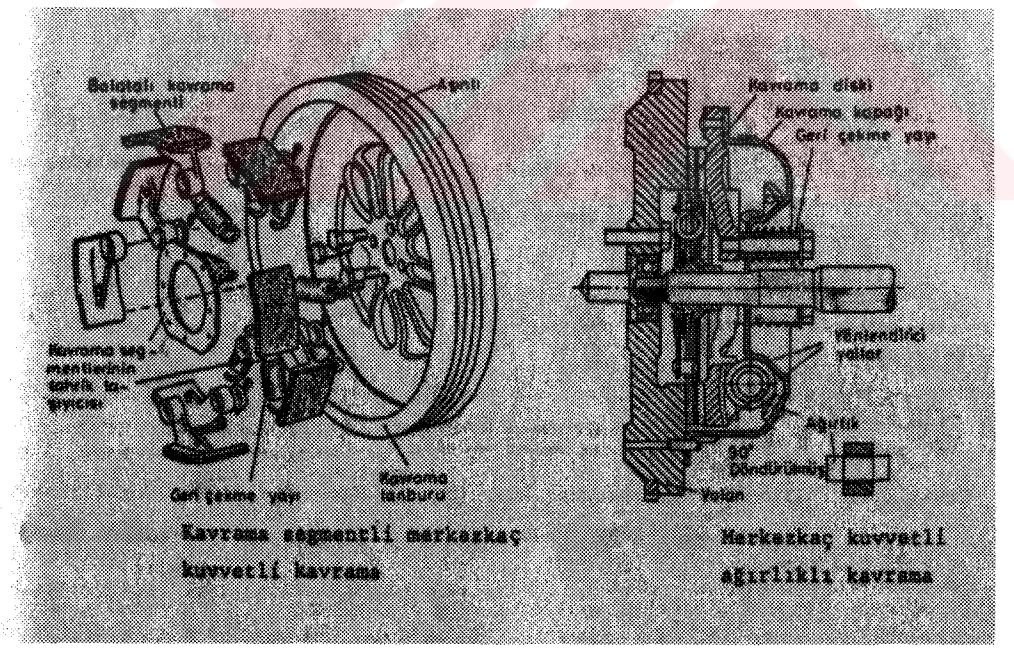
volan, kavrama tahrik diski ve kavrama baskı plakası tarafından iletilen döndürme momenti iki misli büyüklüktedir.

Yalnız, kavramanın çözülmesinde, tek diskli kavramaya göre, geri çekme plakası veya geri çekme yatağında iki misli geri çekme yolu ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle sürtünme yüzeylerinin serbest kalabilmesi (her yüzey için 0,3 mm ile 0,5 mm)için kavrama baskı plakasının iki misli bir miktarda hareketi gerekmektedir. Böyle açma aralığı 1,2 mm ile 2 mm olmaktadır.

2.1.6. Merkezkaç Kuvvetli Kavrama

Merkezkaç kuvveti ile takviye edilen kavramalarda salınım hareketi yapacak şekilde yataklanmış olan kavrama segmentleri veya ağırlıkları tahrik edilir ve bunlar artan devir sayısı ile dışa doğru hareket ederler.

Merkezkaç kuvveti kavramalarda, kavrama balatası taşıyan kavrama segmentleri ile kuvvet bağıntısı kavrama tamburu ile takriben 1000 D/dak da gerçekleştirilmektedir. Yumuşak bir kavrama bağlantısı sağlanabilmesi için kavrama segmentlerinden birinin yay kuvveti daha düşük bir devir sayısında kuvvet bağıntısını sağlayacak şekilde ayarlanır.



Şekil 2.16. Kavrama segmentli merkezkaç kuvvetli kavrama ve merkezkaç kuvvetli ağırlıklı kavrama; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

Merkezkaç kuvvetli kavramaların diğer bir yapım şeklide, yuvarlak şekildeki ağırlıklar kavrama baskı plakası ile kavrama kapağında bulunan kama şeklindeki yönverici yollarda kaymaktadır. Artan devir sayısıyla ağırlıklar merkezkaç kuvvetinin tesiri altında dışa doğru

hareket ederek, kama şeklindeki daralan yön verici yollara basarlar. Kavrama kapağı volan ile cıvatalarla bağlanmış olduğundan merkezkaç ağırlıklar eksenel hareket edebilen kavrama baskı plakasını kavrama diskine basarlar. (Şekil 2.16.)

Merkezkaç ağırlıkların radyal tesir eden kuvveti yönlendirici yollarla kavrama diskine eksenel olarak tesir eden kuvvete dönüştürülür. Merkezkaç ağırlıklar kavrama baskı yaylarının yerini tutmaktadır.

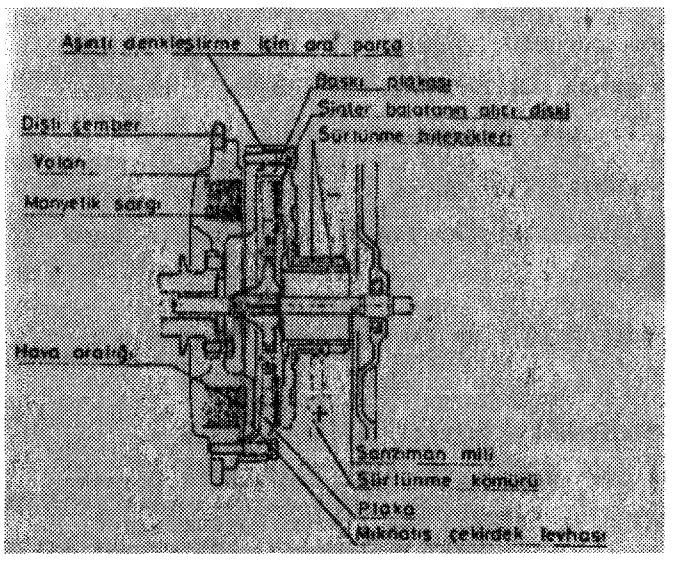
Kavramanın çözülmesi, geri çekme yaylarının kavrama baskı plakasını kavrama diskinden geri çekmesiyle gerçekleşir.

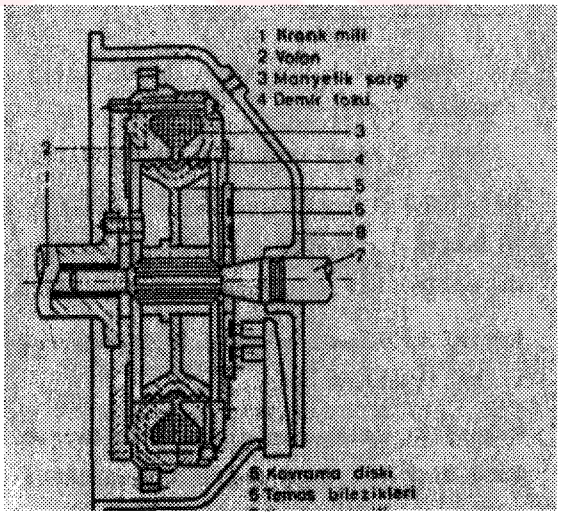
Alçak devir sayılarında merkezkaç ağırlıklar tarafından oluşturulan merkezkaç kuvveti, ters yönde eksenel olarak tesir eden geri çekme yayların kuvvetinden daha azdır.

Bu nedenle merkezkaç ağırlıklar içe doğru geriye basılır ve kavrama baskı plakası geri çekilmiş olur.

2.1.7. Manyetik Kavramalar

Bu tür kavramalar daha ziyade otomatik kavramalarda kullanılır. Dış kavrama kuvveti hidrolik, pnömatik veya manyetik olarak tatbik edilebilirler. Kavramanın prensip olarak yapılışı bilinen kavramanın aynı olup, gerekli eksenel baskı kuvveti helisel yaylarla değil volanın içine yerleştirilen çember şeklindeki manyetik sargı ile elde edilebilmektedir.





Şekil 2.17. Electromanyetik kavrama Ferlec ve parçaları; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

Bu şekilden de görüldüğü üzere manyetik sargının kuvveti baskı plakasına direkt olarak tesir edememektedir.

Burada kendi baskı plakası ile bağlanmış olan manyetik çekirdekli bir ara basamağa gerek vardır ve bunun üzerinden alıcı disk volan üzerinde oturan semer plakaya basar. Manyetik sargı ile manyetik çekirdek plaka arasındaki hava aralığı baskı kuvvetinin büyüklüğüne tesir eder. Bu hava aralığının ölçüsü alıcı disk ve balata aşıntısı ile bağlantılıdır. Burada balata aşıntısını mümkün mertebe küçük tutabilmek için balata malzemesi olarak aşıntıya dayanıklı sintermetal seçilmiştir.

Akımın, dönen manyetik sargıya iletimi iki kömür fırça ile olur. Manyetik sargı normal işletmede dinamo tarafından beslenir ve baskı kuvvetinin elde edilebilmesi için daimi olarak akım altında bulunmaktadır.

Hareket esnasında kavramanın çözülmesi için akımın kesilmesi yeterli olmakta ve manyetik alan ani olarak kesilince kavrama diski serbest kalmaktadır. Akımın bu kesilmesi iyi bir şekilde konstrükte edilmiş ve vites koluna bağlanmış olan şalter ile gerçekleşir. Vites koluna temas edilince şalter ayrılmakta ve bırakılınca tekrar kapanmaktadır.

Yukarıda açıklanan elektromanyetik kavramalardan başka manyetik tozlu kavramalar da yapılmıştır. Bu tip kavramalar sürtünmezi ve aşınmasız bir kaymaya müsaade etmektedir. Sistemde batarya veya dinamo tarafından verilen akım ile yaratılan manyetik alan kavrama diskleri arasında kuvvet bağıntısını sağlar.(Şekil 2.17.)

Kavrama diskinin kanallarında bulunan demir tozu, manyetik sargının pabuçları ile kavrama diski arasında bulunan hava aralığındaki manyetik çekme kuvvetini artırır. Bu şekilde demir tozu kutup pabuçları ile kavrama diski arasında kompakt bir bağlantıyı temin eder ve döndürme momentini iletir. Vites kolundaki bir kontakt ile vites kolu geri çekilir ve akım iletimi kesilir. Manyetik alan kaybolur ve demir parçaları birbirinden çözülür. Diğer vites basamağı şimdi kolayca geçirilebilir.

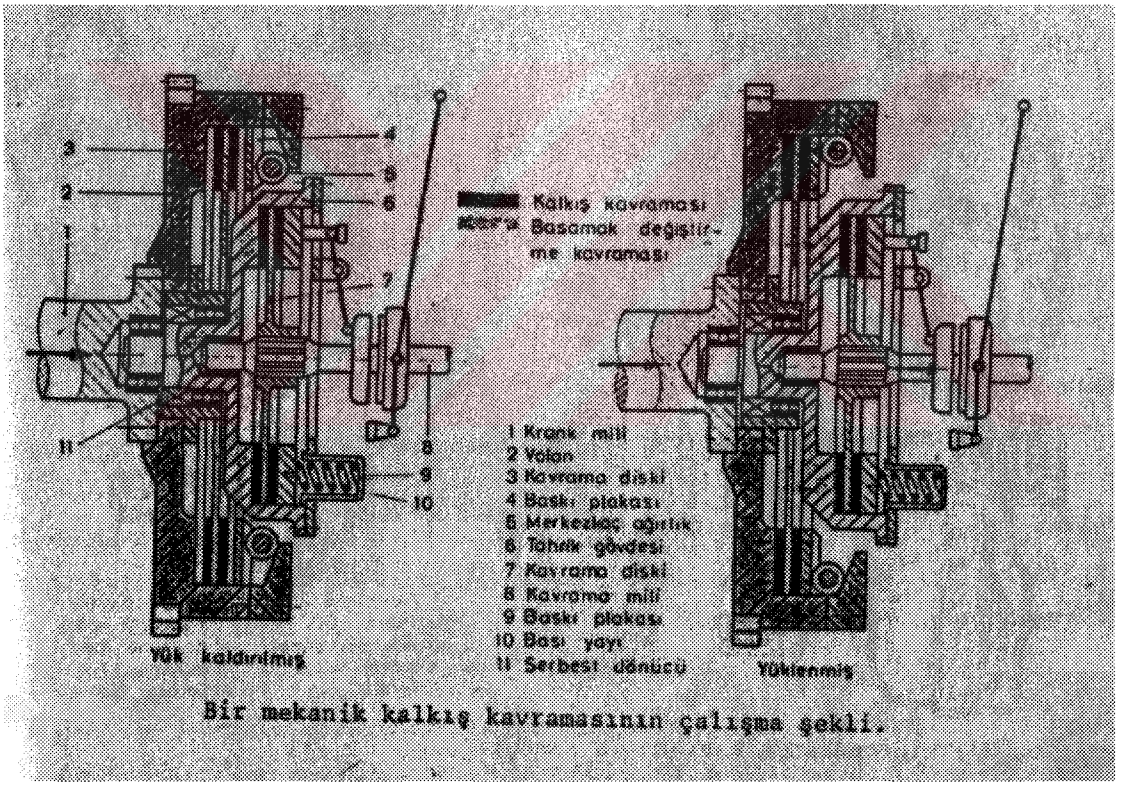
2.1.8. Otomatik Kavramalar

Otomatik kavramalar, bütün kavrama durumlarını gerek kalkışta ve gerekse basamak değiştirmede otomatik olarak yapar. Sürücü kavrama pedalının olmaması nedeniyle kendisini trafiğe daha iyi bir şekilde konsantre edebilir.

Orta büyüklükteki araçlara merkezkaç kuvvetli otomatik kavramalar daha uygun olmaktadır. Bunlar mekanik tesir eden bir kalkış kavraması ile pnömatik kumanda edilen bir kavramadan meydana gelmektedir.

Her iki kavrama bir gövde içine yerleştirilmiş olup tamamen birbirlerinden ayrı çalışmaktadırlar.

Kalkış kavramasının çevresinde birçok merkezkaç ağırlıklar bulunmakta ve 1000 d/d da dışa doğru açılmakta ve bir çember diski alıcı diske bastırmaktadırlar. Önce kavrama kaymakta, alıcı disk basamak değiştirme kavramasının gövdesine bağlı ve bu da kavrama diski üzerinden vites kutusu ile irtibatlı olduğundan, araç yavaş olarak hareket etmeğe başlar. Ancak 1500 d/d nın üzerinde max döndürme momenti iletilir. Aracın frenlenmesinde merkezkaç ağırlıklar başlangıç yerlerine gelir ve böylece alıcı disk serbest kalır (Şekil 2.18.)



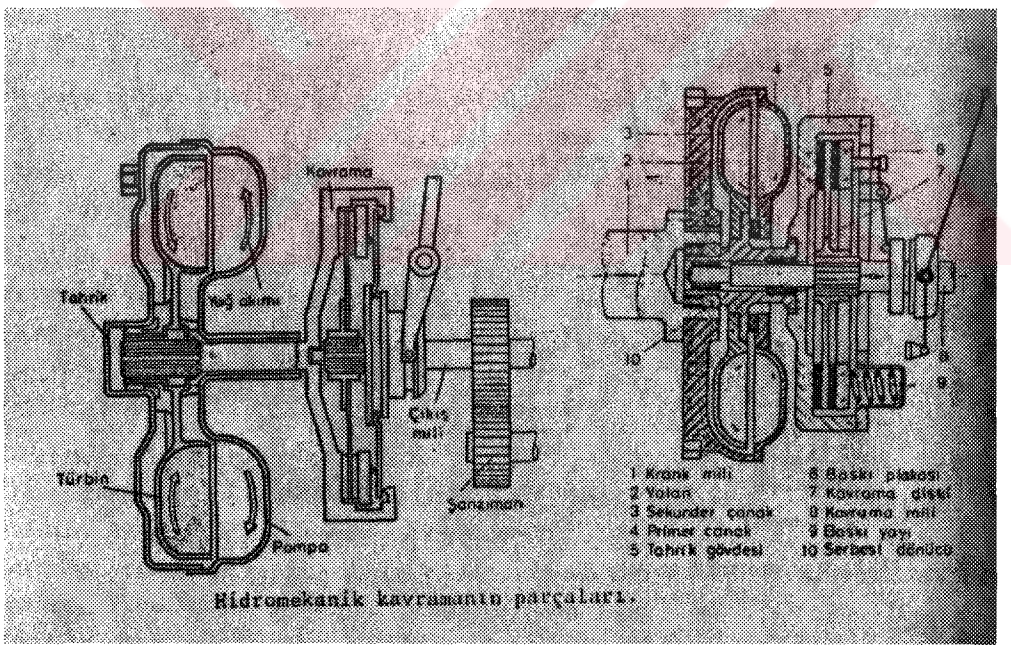
Şekil 2.18. Bir mekanik kalkış kavramasının çalışma şekli; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

Basamak değiştirme kavramasının devir sayısının artması halinde bir serbest dönücü motor ile tekrar sabit bir bağlantıyı sağlar. Böylece motor bir fren gibi tesir eder. Yokuş aşağı bir yolda park edilmesi halinde ileri vites basamağı, ve yokuş yukarı bir yolda ise geri vites basamağı yerleştirilmelidir.

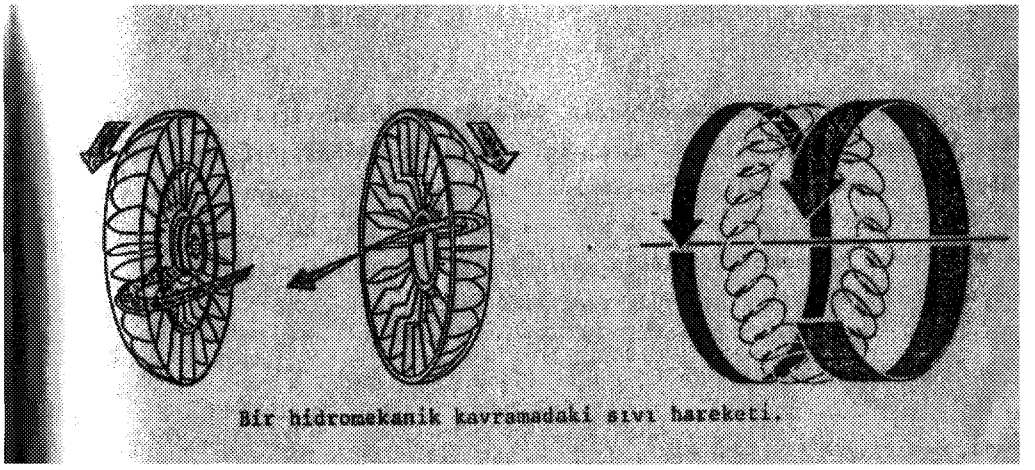
Büyük araçlarda hidrolik-otomatik kavramalar iyi netice vermiştir. Bu kavrama hidrolik tesir eden bir kalkış kavraması ile pnömatik kumandalı bir basamak değiştirme kavramasından meydana gelmiştir.(Şekil 2.19.)

Her iki kavrama aynı şekilde birbirlerinden ayrı çalışmaktadır. Kavramanın hidrolik kısmında belirli bir devir sayısında sekunder çanak ile bağlantı sağlayan bir sıvı (transmission fluidol) bulunmakta ve döndürme momentini iletmektedir.

Kalkış kavramasının çanakları çevresinde radyal olarak yerleştirilmiş odacıklar bulunmaktadır. Motorun kalkışında primer çanağın odacıkları burada bulunan özel yağı beraberce sürükleyerek sekunder çanağın odacıklarının dış kenarlarına savurmaktadırlar. Şimdi sekunder çanak yavaş yavaş dönmeğe başlar ve böylece aracın basamak değiştirme kavramasını tahrik eder. Motorun artan devir sayısı farkı azalmaya başlar ve böylece döndürme momenti iletilmeye başlar. Odacıklar içindeki sıvı kavrama milinin etrafında helisel bir hareket yapar.



Şekil 2.19. Hidromekanik kavramanın parçaları; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul



Şekil 2.20. Hidromekanik kavramadaki sıvı hareketi; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

Hidrolik kavrama ile donatılmış araçlarda yapılacak tamirat işlerinde daima her iki yöne doğru dönmenin emniyetlendirilmesi gerekir. Kavramadaki yağ seviyesi fren devir sayısının ölçülmesiyle kontrol edilir. Bunun için el freni çekilerek, motor dördüncü viteste tam yüklenir. Doğru olan yağ miktarında motor üç saniye içinde 1600-1800 d/d 'ya ulaşmalıdır.

Hidrolik kavramalarda kullanılacak olan yağların şu özelliklere sahip olması gerekir:

- Akım verimi yönünden mümkün mertebe ince olmalı,
- Köpük yapmamalı ve içindeki havayı çabuk atabilmeli,
- Oksijen ve değişik metallerle temasta yaşlanmaya karşı dayanıklı olmalı,
- Korozyona sebep olmamalıdır.

Bulunan bütün sıvı taneciklerine iki bileşenden, yani merkezkaç kuvveti ile teğetsel kuvvetlerden meydana gelen bir kuvvet tesir eder.

Sıvı parçacıkları (şekilde gösterilen yönde hareket ederler) pompa çarkından iletilen kuvvet ile türbin çarkının kanatlarına belirli bir açı altında çarpmaktadır. Bu şekilde türbin çarkı, kanatlarına tesir eden kuvvetler belirli bir seviyeyi bulunca dönmeye başlarlar.

Başlangıçta türbin çarkı hareketsiz bulunduğu için dönen pompa çarkı sayesinde her iki çark arasında dönen kuvvetli bir sıvı bileziği teşekkül eder. Bu bilezik artan türbin devir sayısı ile zayıflamaya başlar. Bu durum şu şekilde de izah edilebilir:

Duran bir arabanın arkasına bir su huzmesinin tesir ettiğini düşünelim, bu huzmenin arabaya olan tesir kuvveti araba etmeden önce en büyüktür. Tesir eden kuvvet ile araba hareket etmeye başlayınca huzmeden uzaklaşmaya başlar. Artık uzaklaşan arabaya huzmenin tesir de

azalır. Aracın hızı su huzmesinin hızına erişince, artık huzme herhangi bir basınç tatbik edemez. Sıvı basıncı da hidrolik kavramada aynı şekilde tesir etmektedir. Kalkış esnasında pompa ile türbin çarkı arasında büyük bir hız farkı mevcut olduğundan en büyük moment iletilir. Artan hız ile türbin çarkı daha hızlı dönmekte ve türbin çarkında merkezkaç kuvvet meydana gelmekte ve iletilecek döndürme momentide azalmaktadır. İletim esnasında meydana gelen kayma (takriben %2) ihmal edilir ve devir sayıları eşit olursa, kavrama giriş ve çıkış milleri arasında sabit bir bağlantıyı meydana getirir.

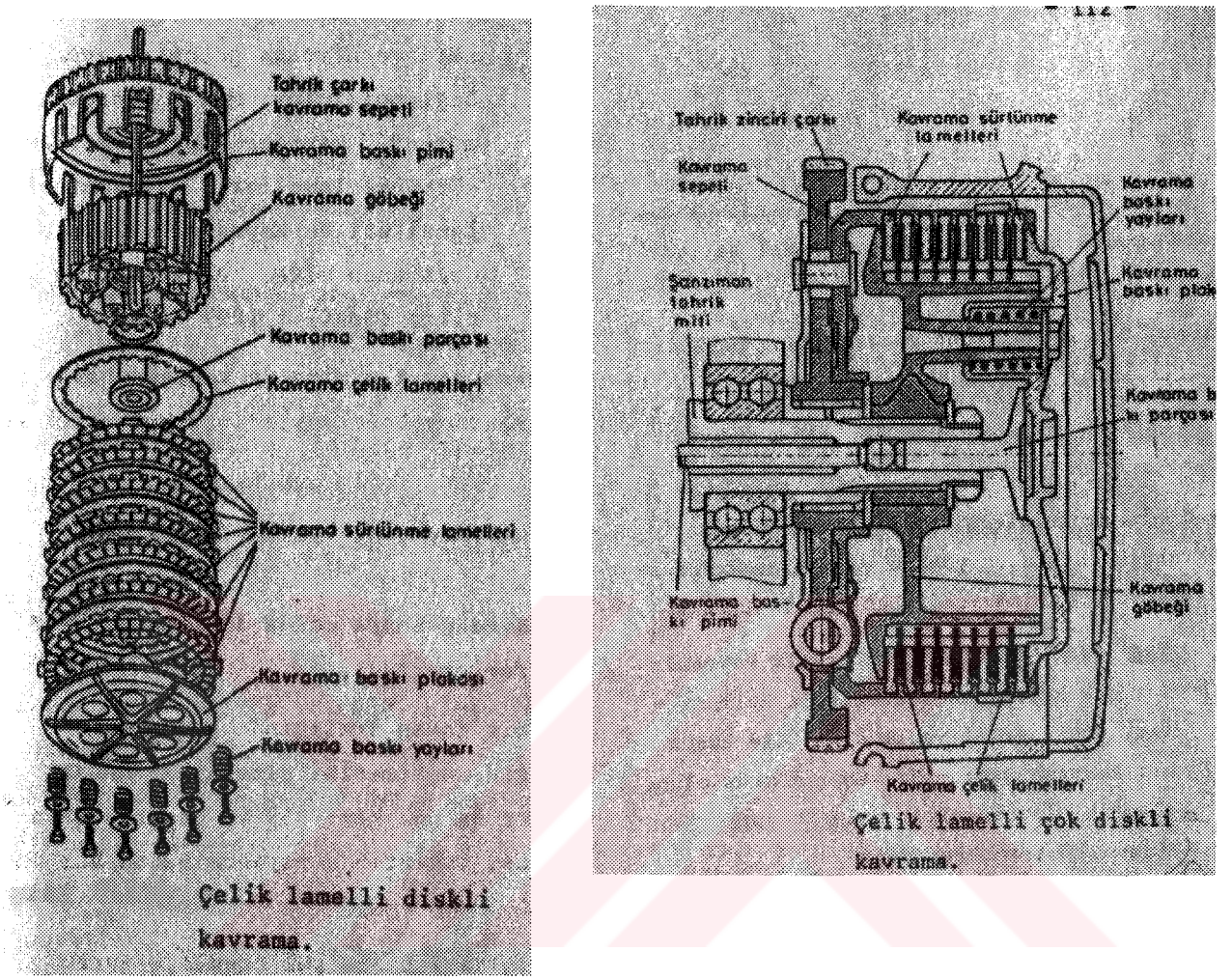
Bu hidrolik kuvvet iletimi otomatik olarak meydana gelmekle beraber sarsıntısız bir kalkış ve gerek motor ve gerekse aktarma organlarının dairesel titreşimlerinin tekerleklere iletimine mani olur. En büyük hatalı tarafları yüksek devir sayılarında motor ile aktarma organlarının tam manasıyla ayrılmaları mümkün değildir. Bu sebeple normal vites kutularında vites basamağı değiştirilmez. Bunun için hidrolik kavramaya ilaveten vites değiştirme esnasında kullanılacak mekanik tesirli bir kavramaya ihtiyaç vardır. Moment iletimi, güç kaybı ve meydana gelen ısı miktarı ile ilgili durumlar sürtünmeli kavramalarda olduğu gibidir.

2.1.9. Yağda Çalışan Kavramalar

Bu kavramalarda çok sayıda lamel olarak isimlendirilen kavrama diskleri mevcuttur. Bu lameller arka arkaya tahrik edilen ve tahrik eden olarak düzenlenmiş olup kavrama gövdesindeki yağ içinde çalışmaktadırlar. (Şekil 2.21.)

Yağ içinde çalışan çok lamelli kavramalar çok kere motorsikletlerde kullanılır. Çok lamelli yapım şekli ile küçük bir kavrama çapı elde etmek mümkün olup, elastik olan lameller maalesef yapışma eylemi göstermektedirler.

Tahrik eden lamellerin (kavrama sürtünme lamelleri) dış kenarları dişli olup dişleri ile kavrama sepetinin kanallarında oturmaktadırlar. Çelik kavrama sürtünme lamelleri plastik veya mantar ile kaplanabilir. Kavrama gövdesi bir zincir dişli veya zincir ile krank mili tarafından tahrik edildiğinden, tahrik edilen kavrama lamelleri çalışan motor ile daima dönmektedirler.



Şekil 2.21. Çelik lamelli kavrama ve çelik lamelli çok diskli kavrama; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

2.2. Vites Kutuları

Araçlarda kullanılan vites kutuları kalkışta ve hareket esnasında gerek basamaklı ve gerekse basamaksız olarak çeşitli iletim oranlarını mümkün kılarak döndürme momentini değiştirmektir.

Çok kullanılan basamaklı olan vites kutusu (dişli kutusu) ve bunlarla beraber çalışan basamaksız vites kutusunun görevi, sabit kalan devir sayısını, çıkış milinde gayeye uygun olarak azalan veya artan bir döndürme momenti elde edebilecek şekilde değiştirmektedir.

Bugün en az kayıp ile iletim, dişli çarklarla yapılır. Yalnız bunlarla belirli iletim oranı sınırlı sayıda yapılabilir. (Örneğin, 3-12 basamak). Bu nedenle, belirli iletim basamakları değiştirilerek kullanılabilir. İdeal durumda sürekli iletim oranı değişimini mümkün kılan basamaksız tahrik sistemine göre, basamaklı tahrik sisteminde bir sınırlama mevcuttur. Bugün genel olarak basamaklı vites kutuları ile basamaksız iletim sistemleri, örneğin hidrodinamik döndürme moment değiştiricileri (Föttinger değiştiricisi) kullanılmaktadır.

Tahrik sistemlerinin (vites kutuları) ana kullanılma şekilleri şunlardır:

- Mekanik kavrama ile çalışan basamaklı tahrik sistemi
- Hidrodinamik döndürme momenti değiştiricisi ile veya hidrodinamik kavrama ile çalışan basamaklı tahrik sistemi

Vites kutusunun iki ana görevi yerine getirmesi gerekmektedir. Tahrik sisteminin kavrama (devir sayısı değiştiricisi) olarak isimlendirilen birinci kısmı, devir sayısını aracın vites kutusuna geçirirken aracı hareketsiz durumundan motorun en küçük yükteki devir sayısına geçimini sağlamaktadır. Tahrik sisteminin ikinci kısmı, basamaklı veya basamaksız olarak motor momenti, daha doğrusu çeki kuvveti değişimi için öngörülmüştür.

Geçiş durumunu sağlamak için çok kere sürtünmeli kavramalar, hidrodinamik kavramalar veya hidrodinamik moment değiştiricilerin çeşitli konstrüksiyonları kullanılır.

Tahrik sistemi üç ana elementin birleşiminden meydana gelmektedir.

- İletim oranını sağlayan kısım
- Değişimi sağlayan kavrama
- Ve basamaklar için kavramanın çalıştırılması

2.2.1. Basamaklı Vites Kutusu

En çok kullanılan basamaklı tahrik sistemleri şunlardır:

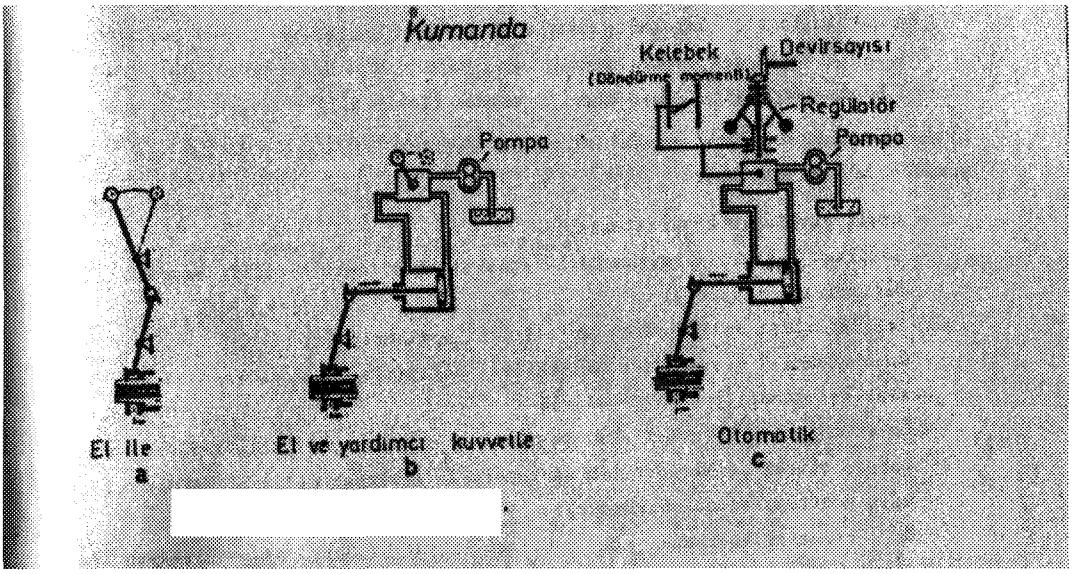
1. Sabit duran çerçeveli
2. Dönen çerçeveli

Vites kutusunun basamaklarının değişimini sağlayan elementler de değişik şekillerde yapılmaktadır:

- Dişli çarkların kaydırılmasıyla
- Şekilsel bağılantılı kavramalarla (çeşitli şekildeki tırnaklı basamak değiştirici muflarla)
- Şekilsel bağlantılı kavramalarla (pimli bağlamalarla)
- Ön sürtünmeli kavramalı olan şekilsel bağıntılı, yani kilitli-senkronizasyon olarak isimlendirilen kavramalarla (basamak değişimi yalnızca eşit devir sayısında mümkündür).
- Ön sürtünmeli kavraması olan şekil bağıntılı, servo-senkronizasyon ile
- Sürtünme bağlantılı kavramalarla (örneğin lamelli kavramalar), (yük altında basamak değişimi)
- Güneş dişli sistemlerinde güneş dişlisinin veya çerçevenin frenlenmesi (yük altında basamak değişimi)

Yukarıda belirtilen basamak değiştirmenin çeşitli konstrüksiyonları

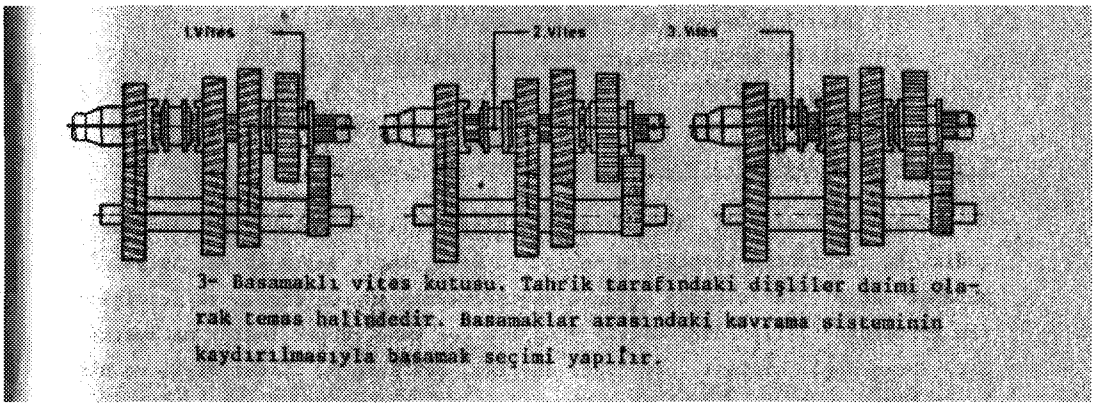
- El kumandası ile elle (Şekil 2.22.a.)
- Elle çalıştırılan yardımcı kuvvetli (Şekil 2.22.b.)
- Devir sayısı veya döndürme momenti veya her ikisi, yani güç ile bağıntılı olarak kendi kendine (otomatik) olarak çalışır. (Şekil 2.22.c)



Şekil 2.22. Çalıştırma şekilleri; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

2.2.2. Paralel Milli Vites Kutusu

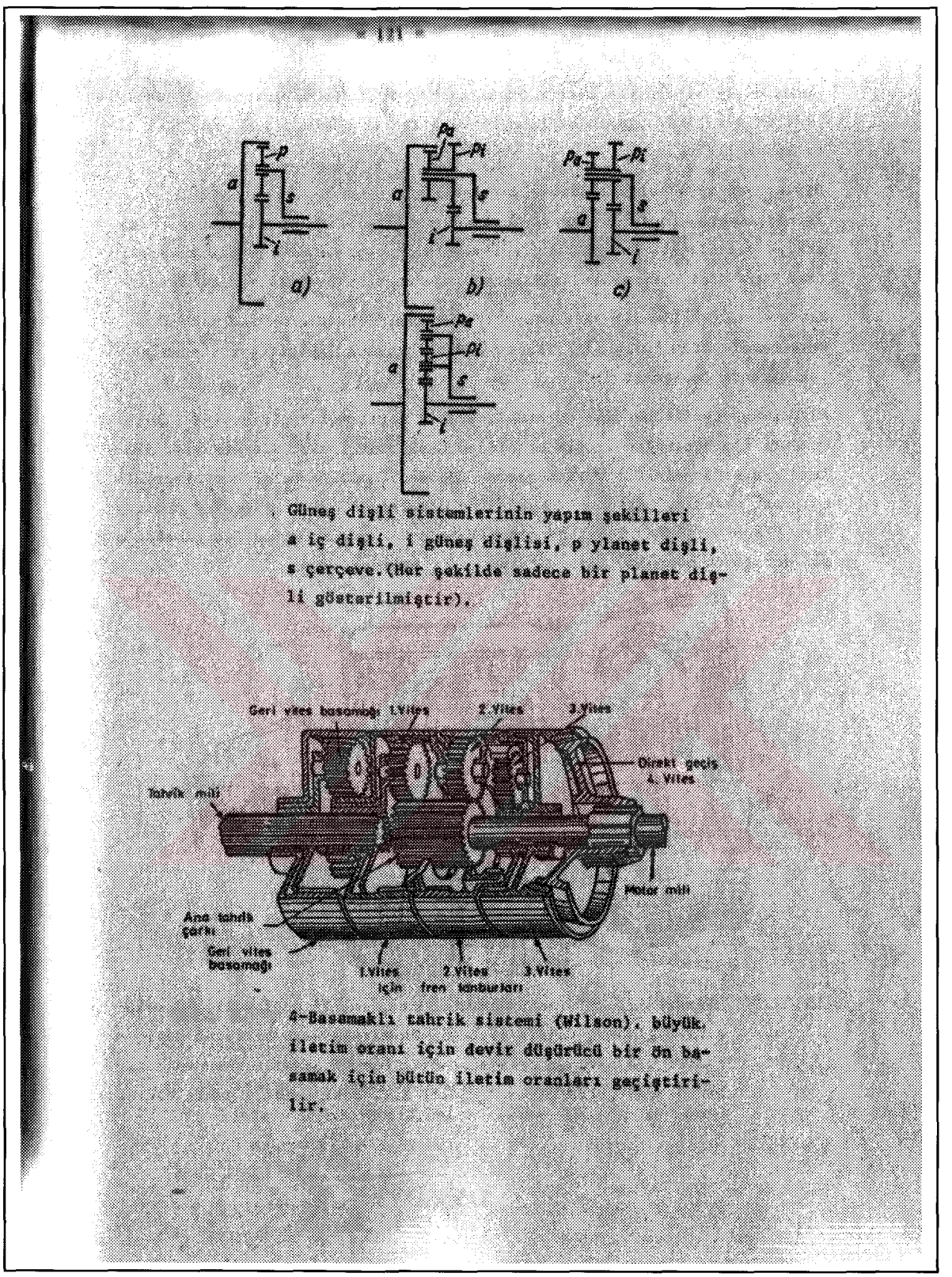
Dişli çarkların kaydırılmasıyla yapılan basamak değişiminde çok kere aracın boyuna yönünde birbirlerine paralel üç mil üzerinde bulunan dişlilerle yapılmaktadır. Giriş ve çıkış milleri üzerinde bulunan dişliler basamak durumuna bağlı olarak ikinci mil üzerinde kamalanmış olan dişliler üzerinde kaydırılır veya kavramalı dişliler birbirleri ile temas halinde bulunurlar (Şekil: 2.23.). Sistemin tahrik mili motor gücünü sürtünmeli kavrama (debriyaj) veya değiştiriciden (hidrodinamik kavramadan) alır. 3 basamaklı vites kutusu daha ziyade düz yolda daimi ve yüksek devirsayıları için uygundur. 4 basamaklı vites kutusunda devirsayıları daha fazla kademelendirilerek motorun döndürme momentinden daha iyi bir şekilde faydalanılmış olunur.



Şekil 2.23. Basamaklı vites kutusu. Tahrik tarafındaki dişliler daimi olarak temas halindedir. Basamaklar arasındaki kavrama sisteminin kaydırılmasıyla basamak seçimi yapılır; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

2.2.3. Güneş Dişli Sistemi İle Tahrik

Güneş dişli sistemi, hidrodinamik değiştiricilerle beraber kullanılmaktadır. Bu tür tahrik sisteminin en iyi yönleri, küçük yapım tarzı, kolay basamak seçimi, yük altında basamak değiştirmenin mümkün olması ve iç dişli ile gürültüsüz çalışmadır. Hatalı yönü ise çok kere yüksek imalat maliyetidir. Güneş dişli sistemi, bir güneş dişlisi, çok kere üç planet dişli ve bir iç dişliden meydana gelmektedir.



Şekil 2.24. Güneş dişli sistemlerinin yapımı ve 4 basamaklı tahrik sistemi; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

Güneş dişli sisteminde iletim oranı her üç organdan birinin frenlenmesiyle elde edilir. İki organın bağlanması veya tahrik edilmesi, güneş dişli sistemini kilitler.

Dişler düz veya helisel yapılabilir. İki basamaktan fazla istenmesi durumunda birçok güneş dişli sistemi arka arkaya düzenlenir. Basamak değiştirmede bir organın sabitleştirilmesinde fren veya dişli takımının kilitlenmesinde kavramalar yardımcı olmaktadır.

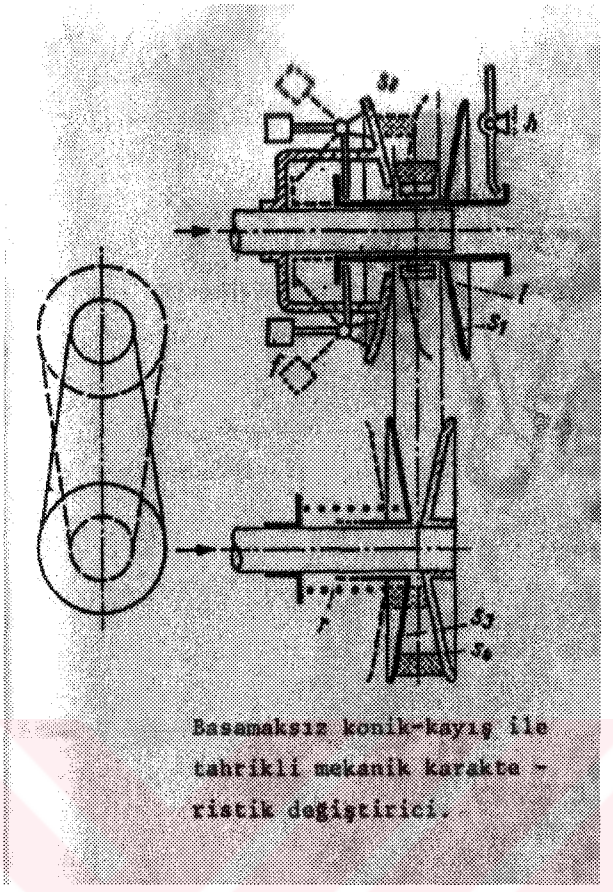
Kavrama olarak lamelli veya manyetik kavrama, fren olarak ise disk fren veya bandlı fren kullanılır. Kaide olarak basamak değiştirici sistemler yağ altında çalışmaktadır.

Kavraşmış veya frenlenmiş durumdaki statik zorlanmalar giriş veya çıkış momenti ile basamağın iletim oranından hesaplanmalıdır. Kavrama veya frenleme esnasında pozitif veya negatif ivmelendirmedeki atalet kuvvetlerinin aşılması gerekir. Sürtünme ve yağ dirençleri frenleyici bir rol oynamaktadır. Planet dişliler dönen çerçeve ile gerek kendi ekseninde ve gerekse ana mil etrafında dönen kütleler olarak tesir etmektedir.

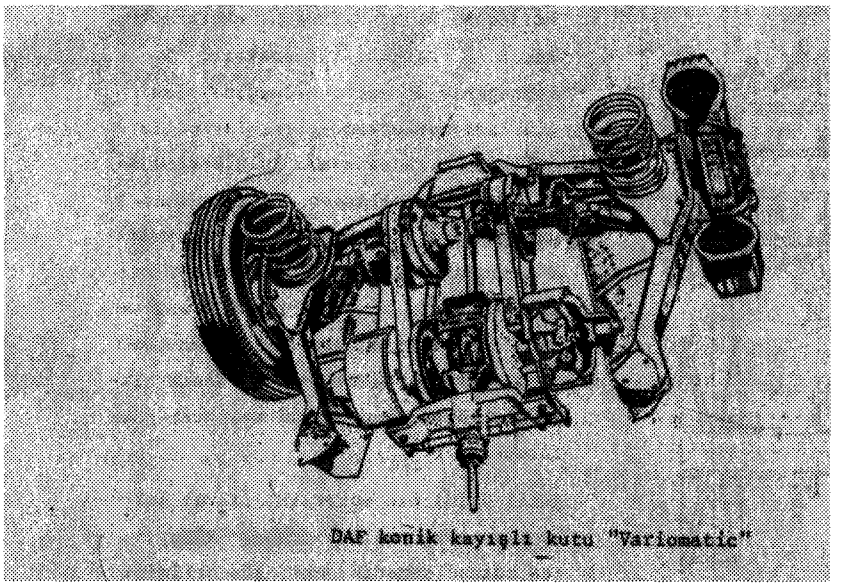
2.2.4. Sürtünme İle İleten Basamaksız Vites Kutusu

Mekanik vites kutularında devir sayılarının kayması çok az olmakla beraber, sürtünme nedeniyle daha fazla döndürme momenti kaybı olmakta ve bu aşıntı ile kendini göstererek ısıya dönüşmektedir. İletim sürtünme sonucu olmaktadır. İletim sürtünme sonucu olmaktadır.

Bugün vites kutusu olarak, konik kasnaklı kayış sistemleri kullanılmaktadır. Tesirli yarıçapların değiştirilmesi, bir çift konik kasnak birbirlerine yaklaştırılırken, diğer çift konik kasnak çifti birbirinden uzaklaştırılır. İletim organı olarak kayış veya zincir kullanılır.



Şekil 2.25. Basamaksız konik-kayış ile tahrikli mekanik karakteristik değiştiricisi; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul



Şekil 2.26. DAF konik kayışlı "Variomatic"; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

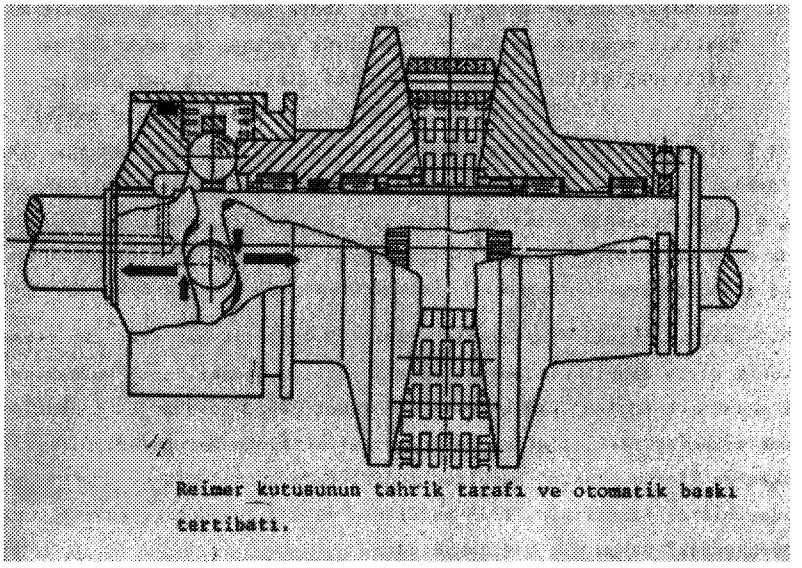
Şekil 2.26.'de gösterilen basamaksız konik-kayış ile tahrikli sistemde üst kısım motor tarafındaki kayış kasnağını (boşa dönme), alt kısım ise çıkış milindeki kayış kasnağını göstermektedir. S1 hareketli kasnaktır; S2 kasnağının S1 sabit kasnağına olan uzaklığı merkezkaç ağırlıklar f ile belirlenir. h manivela kolu boşa dönme durumunu sağlarken, kayış rulman üzerinde yataklı L bileziği üzerinde dönmektedir. r yayı, S3 hareketli konik kasnağını S4 sabit konik kasnağına yaklaştırmaya çalışırken, kayışı dışa doğru harekete zorlar. Kesik çizgi ile gösterilen durum, max hızı göstermektedir.

Şekil 2.26. ile motosikletlerde kullanılan sürtünmeli bir basmaksız vites kutusu şematik olarak gösterilmiştir. Konik kayışın üst veya alt kısmında büyük yarıçapta hareket etmesiyle çeşitli iletim oranları elde edilir. Konik kayış kasnaklarının tesirli ağız açıklığı ve böylece iletim oranı, merkezkaç kuvveti ile hareket eden ağırlıkların tahrik kasnaklarına tesiri ile otomatik olarak devir sayısına bağlı olarak gerçekleşir. Diğer konik kasnakta tesir eden bir yay buna yardım ederek en küçük ağız açıklığının elde edilmesini sağlar. Kayışın germe kuvveti, iletilen döndürme momenti ile orantılıdır.

Otomatik DAF tahrik sistemi 'Variomatik' ile her arka aks tekerleği bir konik kayış tahrik sistemiyle tahrik edilir. Öndeki konik kasnak arasındaki mesafe ve böylece konik kayışın kayışın hareket çapı, evvela ön tamburlar içindeki merkezkaç ağırlıklar artan devir sayısı ile konik kasnakları birbirlerine basmakta ve iletim oranını küçültmektedirler ve daha sonra ön tambur içindeki iki oda, bir el ventilinin, fren pedalının ve gaz çubuğunun tesiriyle motor emme borusundaki vakum ile bağlanmaktadır.

Arkadaki konik kasnaklar, gerekli kayış gerilmesini elde edebilmek için yay kuvveti ile birbirlerine basılırlar.

Reimer kutusunda (Şekil 2.27.) konik kayış yerine çelik baklalı bir zincir kullanılmakta ve tahrik kasnaklarına eksenel tesir eden yaylar yerine döndürme momentine oranlı olarak baskı kuvveti sağlayan ve tahrik kasnaklarına tesir eden bir baskı tertibatı bulunmaktadır.



Şekil 2.27. Reimer kutusunun tahrik tarafı ve otomatik baskı tertibatı; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

Bilinen ve aynı zamanda döndürme momentini ileten baskı otomatiği her birinin içinde bir bilye bulunun ve birbirlerine karşı duran eğri yollardan meydana gelmektedir. Bu kumanda hidrolik olarak gerçekleşmektedir.

Çelik baklalı zincir ile hemen emen hiç sürtünme kayıpları meydana gelmemektedir. Zincir özellikle küçük hatveli yapılmıştır. Bir zincir ile 100 Nm'ye kadar dödürme momenti ve 26 kw'a kadar güç iletilebilmektedir. İki zincir ile 320 Nm'lik döndürme momenti ile 75 kw'lık güce ulaşılabilmektedir. Verim bütün ayar alanında %90-95 arasında bulunmaktadır.

Sürtünme kasnaklı ve diskli vites kutuları araçlar için denenmiş ise belirli nedenlerle menun edici bir kullanılma olanağı sağlanmıştır.

2.2.5. Hidrostatik Vites Kutusu (Hidrostatik Tahrik)

Bu tahrik sistemi bir basınçlı pompa bir sıvı motoru ve bir de iletim aracı olarak basınçlı sıvıdan (çok kere yağ) meydana gelmektedir. Yağ belirli bir iletim miktarında ve belirli bir basınçta pompa ile motora gönderilmekte ve gücünü ona verip tekrar geriye direkt olarak pompaya (kapalı çevrim) veya pompanın yağı tekrar emeceği bir depoya (açık çevrim) dönmektedir.

Pompa ile motordaki basınç daima sabittir.

Pompa veya motor konstrüktüif olarak pistonlu, kanatlı veya dişlili olarak yapılmaktadır (Şekil 2.28.). En iyi sızdırmazlık ve en iyi verim pistonlu olanlarla elde edilmektedir.

Pistonlu olan hidrostatik tahrik sistemleri radyal ve eksenel olarak düzenlenmektedir. Radyal, yıldız şeklinde olan düzenlemede tahrik sistemlerinin çapı oldukça büyük olmaktadır. Küçük bir yapım şekli, tahrik sisteminin çapı oldukça büyük olmaktadır. Küçük bir yapım şekli, tahrik sisteminin ekseni etrafında eksenel olarak düzenlenmiş silindirlerle elde edilir. Bu eksenel pistonlu tahrik sistemi, araçlarda en çok kullanılan yapım şeklidir.

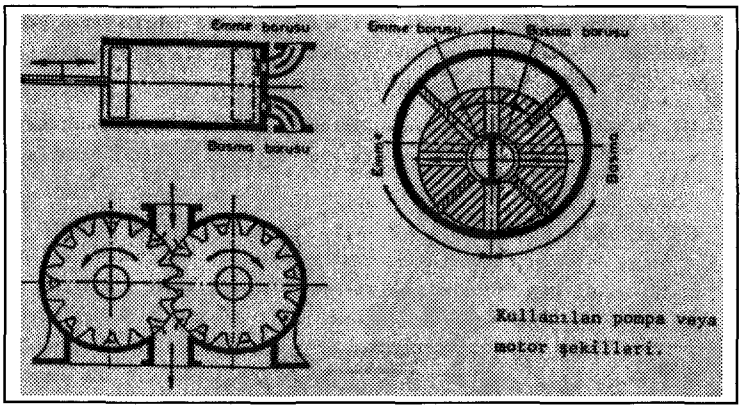
Bu tip tahrik sisteminin bir tarafında eğik disk ve ayar diski, diğer tarafında silindir tamburu, piston, biyel destek bileziği ortak olarak birbirleriyle bağlanmıştır. Kullanılan konstrüksiyonlar şu şekilde özetlenebilir.

A) Eğik disk ve biyel destek bileziği ile silindir tamburu ve diski aynı dönme eksenine sahiptir. Strok değişimi diskin hareketi ile olur.

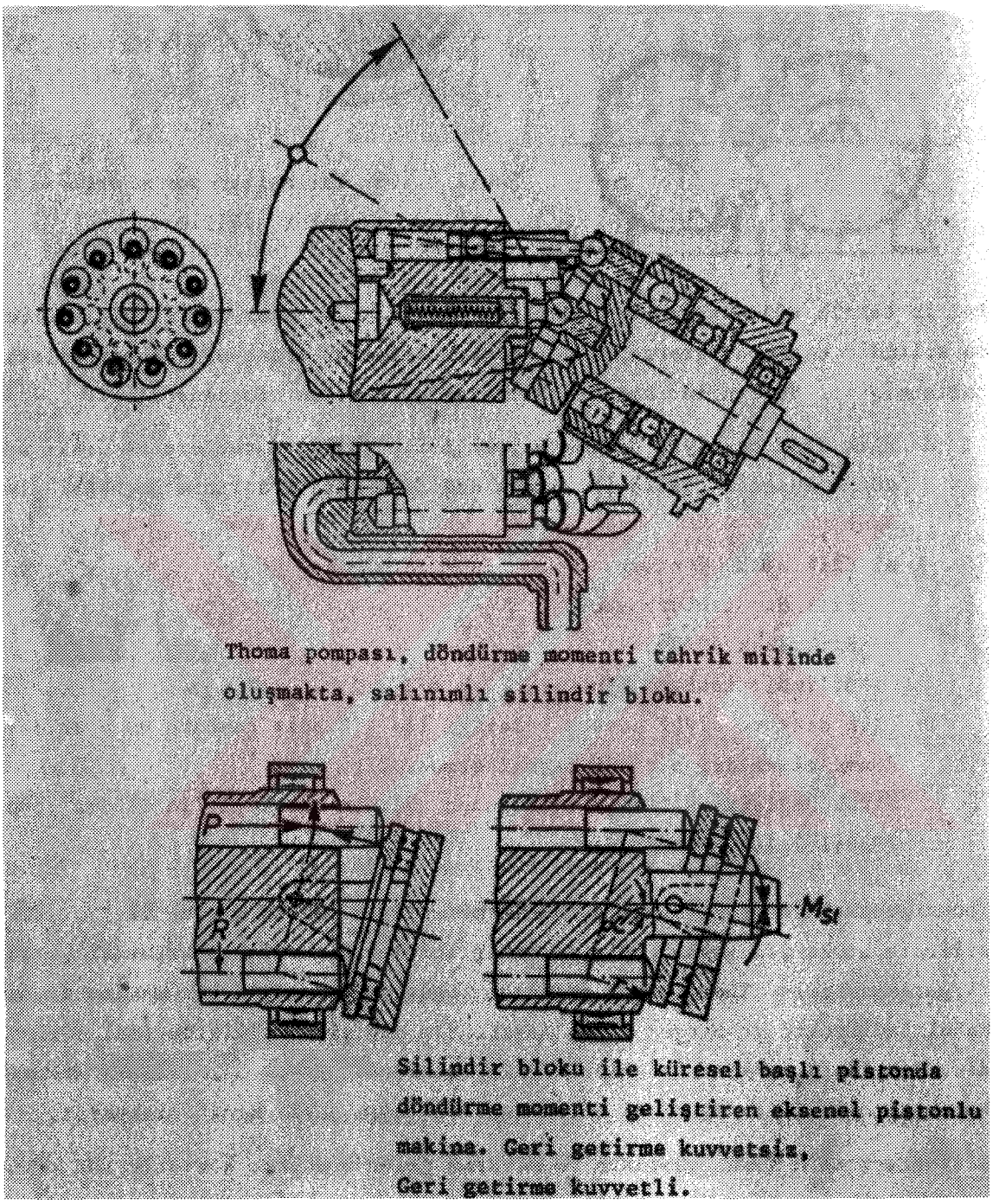
B) Eğik disk ve biyel destek bileziği ile silindir tamburu ve ayar diski dönme eksenleri bir açı teşkil etmektedir. Strok değişimi silindir tamburunun salınım hareketi ile olmaktadır(Thoma pompası).

Thoma pompası prensibinde döndürme momentinin tahrik miline iletimi için silindir bloku ile yağın giriş ve çıkış borularının salınım hareketi yapmaları gerekmektedir. Thoma pompa prensibi bugün yüksek güçlü bir makine olarak kabul edilmekte ve birçok firma tarafından değişik şekillerde imal edilmektedir. Araçların tahrik sistemlerinde kullanılmasına, yağ borularının salınım hareketi nedeniyle doğurduğu büyük hacimli yapım şekli mani olmaktadır.

Pistonları eğik diski ve meydana gelen döndürme kuvvetlerini kayma yüzeyi üzerinden silindir bloğuna ileten pompa konstrüksiyonları ön plana çıkmıştır. Döndürme kuvveti iletiminin silindir bloğuna kaydırılması kardan kavraması gerektirmeyen bir disk ile yapılarak küçük bir tahrik yapım şekli elde edilebilmektedir. Fakat, bu konstrüksiyonlarda piston ile eğik diskin temas yerlerindeki yüklenebilme kabiliyeti ile sınırlıdır.



Şekil 2.28. Kullanılan pompa ve motor çeşitleri; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul



Şekil 2.29. Thoma pompası; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

Şekil 2.29. da görülen konstrüksiyonda piston bir küresel başlıkla diske oturmaktadır. Diskin dönmesi esnasında küresel başlıkta kaymalar olmaktadır. Yağ basıncı ile pistonun dayanması sonucu meydana gelen kuvvetlerin bileşenlerine ayrılması silindir ekseninde olur. Eğer doğru boyutlandırma yapılmış ise silindire düzgün bir döndürme momenti iletimi gerçekleşir.

Şekil 2.30'da döndürme momentini üzerine alan silindir bloğunun yataklanmasını göstermektedir. Salınım mekanizmasında geri getirme kuvveti mevcut değildir. Diğer bir tür de ise geri getirme kuvvetleri ile yüklenmiş olarak gösterilmiştir ve büyük kuvvetler servo motorlar ile karşılanır. Pistonların eğik disk üzerindeki hareketleri, onların silindirler içinde iyi hareket edebilmelerini sağlayabilmek çok iyi dikkat edilmesi gereken kanunlara bağlıdır. Piston başlarının ölçülendirilmesinde dikkat edilecek ana faktör Hertz basıncıdır ve bunun yağ basıncı ile olan bağlantısına dikkat etmek gerekir 15° lik bir açıda, 120 bar'lık bir basınçta 2000 N/mm^2 lik yüzey basıncına ulaşılır. Tahrik sistemleri bu basınca uygun olarak konstrükte edilmelidir.

Normal kullanma şartlarında oldukça yüksek basınçlar istenmektedir.

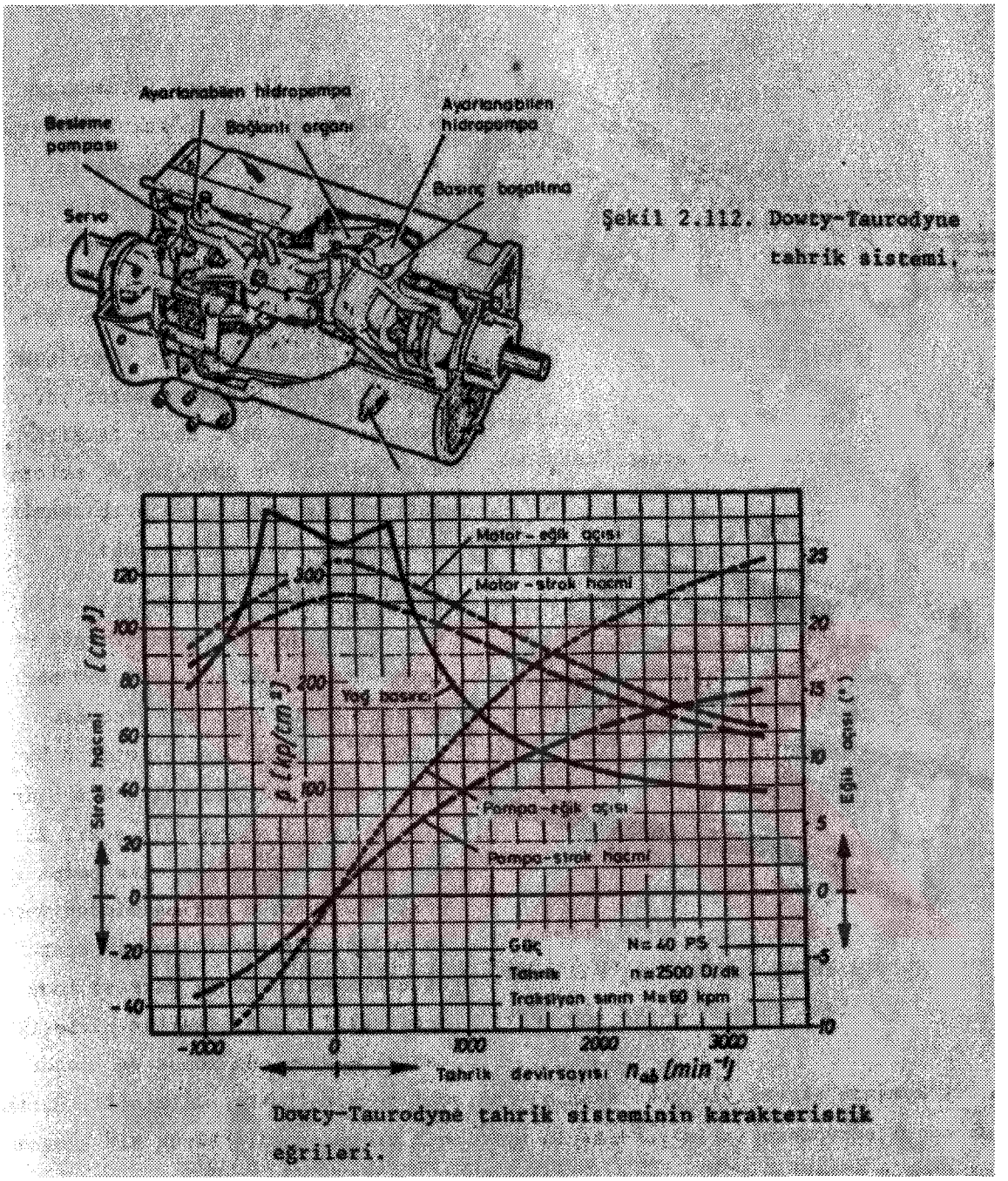
Kayıcı pabuç eksenel kuvvetleri karşılamaktadır. Büyük kayıcı kuvvetleri alan rulmanlı yatak artık yoktur. Şekilden de görüldüğü üzere, piston devirme kuvvetleri ile yüklenmiş ve silindir bloğu da uygun olmayan bir duruma sahip olmasına rağmen müsaade edilen yüksek basınçlara ve ucuz yapım şekline bu konstrüksiyon şekli kendini kabul ettirebilmiştir. Araçlarda kullanma olanağı da garanti altına alınmıştır.

Güldner firması Hydrocar'da hacimsel bir zorlama getirmeyecek şekilde pompa ile iki tekerlek tahrik motorunu bir blokta toplayabilme başarısı elde edilebilmiştir. Motorlar, arka aksın ekseninde bulunmak ve basamaklı dişli kutusunu tahrik etmektedir. Bu düzenlemede motorların stroku değiştirilememekte ve sadece pompanın kumandası ile çalışmaktadır.

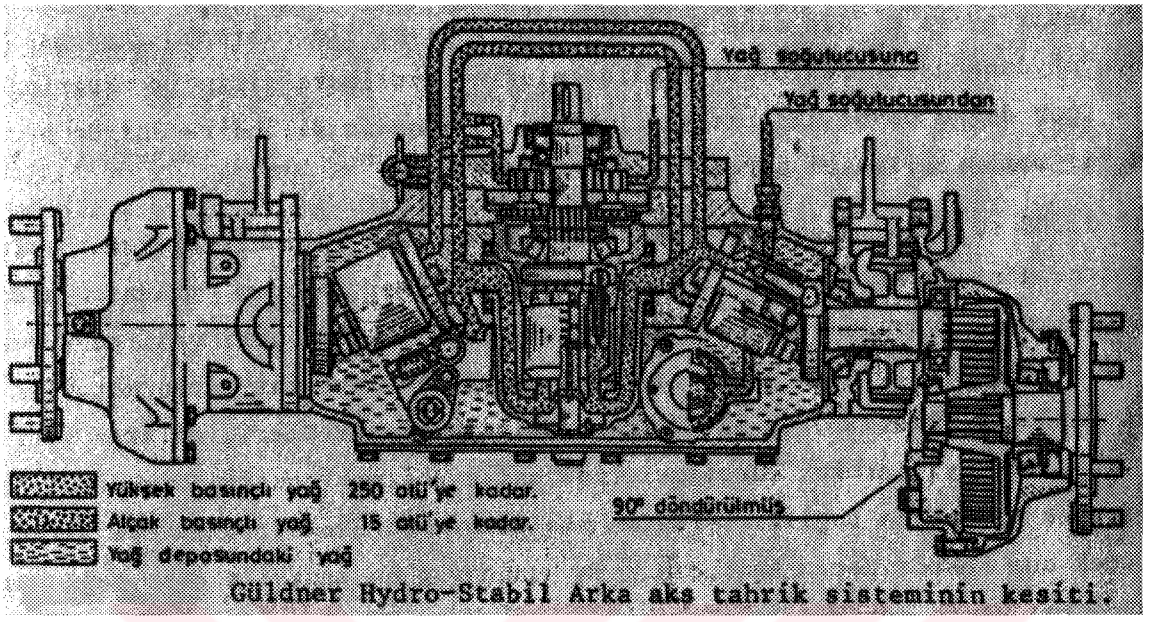
Bu iletim şeklinde verilen sabit bir güç ile hareket edilmesi halinde yağ basıncında hiperbolik bir karakteristik elde edilmektedir. Aracın özelliği, fabrikalarda ve yükleme tesislerinde kullanılması nedeniyle, alçak hareket hızlarında genel olarak döndürme momentleri istenmemesi bu hatalı yönü yumuşatmaktadır.

Düşük hareket hızlarında büyük güçlerin iletiminin sözkonusu olduğu ağır araçlarla, traktörlerde Hidro-Statik tahrik sisteminin arkasına basmaklı bir dişli kutusu takılarak, değişik işletme durumlarına uyabilme sağlanabilmiştir.

Dowty firması Thoma prensibine göre çalışan hidrostatik olarak birbirleriyle irtibatlı pompa ve motorlardan meydana gelen kapalı bir tahrik sistemini piyasaya sürmüştür.



Şekil 2.30. Dowty-Taurodyne tahrik sisteminin karakteristik eğrileri; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul



Şekil 2.31. Güldner Hydro-Stabil arka aks sisteminin kesiti; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

Bu gayeye uygun olarak hidromotor ile hidropompanın kumanda kafasına, pompa ile motorun açısal değişimlerini birbirlerine göre düzenleyebilmek için salınım hareketi yapabilen bağlantı organı yerleştirilmiştir. Dowty'nin hidromotoru, (Şekil 2.30.) pompanın sıfır hacminde max strok hacmine ulaşmakta ve tam salınım hareketi yapmış olanpompa da bunu yarısına kadar azalmaktadır. Salınım açısının azalması ile yağ basıncı uygun bir basınç hiperbolüne ulaşmaktadır. Geri hareket durumunda da her iki pompa sisteminin bağlantısı iyi bir göstermektedir. Pompa ile motorun beraberce kumandası, hidropompaya tesir eden bir servomotora elle çalıştırılmasıyla olmaktadır.

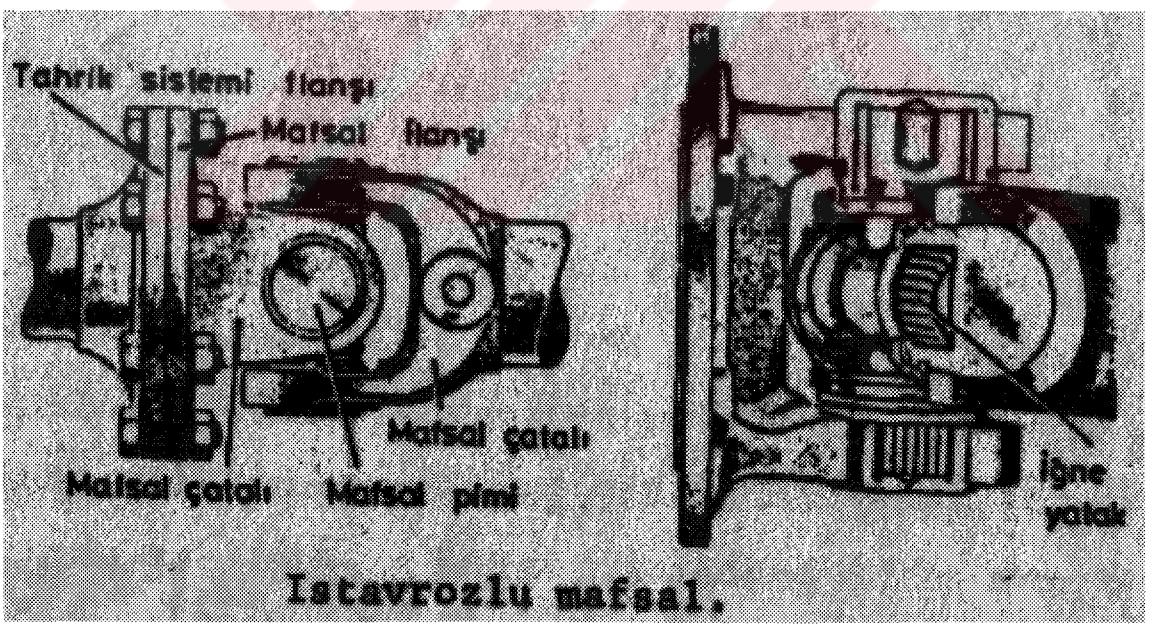
Oldukça küçük salınım açıları ile çalışan eksenel pistonlu makineler, faydalanılmayan ve yatağa tesir eden eksenel kuvvet nedeniyle ömürleri kısa olmaktadır. Eksenel büyük yükleri taşıyabilen rulmanlı yataklar ile hidrostatik olarak yükleri kaldırabilen yatakların kullanılması yönündeki tercihini Dowty ikinci çözüm için kullanılmıştır. Dowty'nin çözümüne hidromotor ile hidropompanın tahrik mili, eksenel kayıcı pabuçlarla uygun hareket yüzeylerine iletilirken, döner yüklenmektedir.

2.3. Oynak Miller

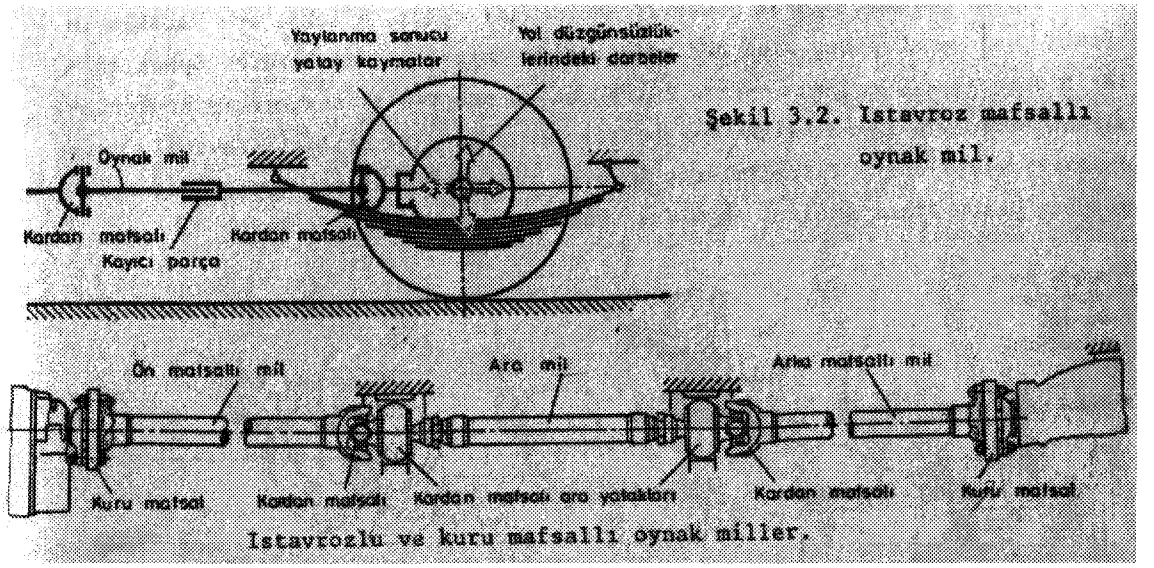
Oynak miller, belirli devir sayıları ve sapma açılarında vites kutusu döndürme momentlerinin iletimi için değişik yapım şekillerinde kullanılırlar. Boyuna tahrik sistemlerinde motor ile vites kutusu ve vites kutusu ile arka aks arasında oynak millerin kullanılması ağırlık kazanırken, enine tahrik gibi diğer güç iletim sistemlerinde, örneğin, tahrik esnasında yön verilen ön tekerlekde ise özellikle homokinetik mafsallar kullanılırlar. Her iki tahrik sistemine, kuvvet iletiminde çarpma ve titreşimleri söndürebilmesi şartını yerine getirebilmesi için çok kere elastik (lastikli) mafsal konstrüksiyonları ilave edilir. Oynak miller genellikle yüksek kaliteli ıslah edilmiş çeliklerden yapılır. Bu miller, aynı boş millerin dolu millere göre daha hafif olmaları nedeniyle borudan yapılır.

2.3.1. İstavrozlu Mafsallar

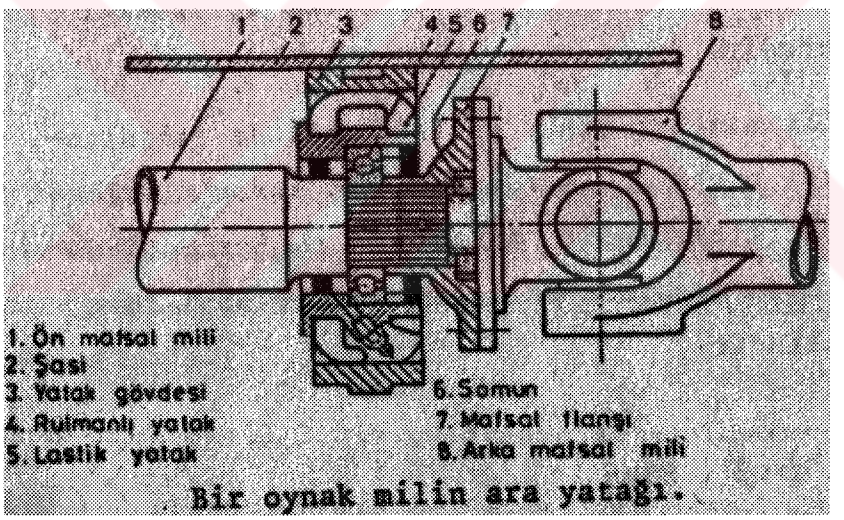
İstavrozlu mafsallar ıslah edilmiş çelikten imal edilirler. Mafsalın çatalları istavroz ile oynak bir şekilde birbirleriyle bağlanmıştır. Mafsal muyluları mafsal çatallarında tamamen kapalı iğne rulmanlarla donatılmış olup bakıma gereksinimleri yoktur.



Şekil 2.32. İstavrozlu mafsal; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul



Şekil 2.33. İstavrozlu ve kuru mafsallı oynak miller; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul



Şekil 2.34. Bir oynak milin ara yatağı; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

Bir oynak mil bir istavrozlu mafsal ile donatılmış ise bu yalnızca eğik açının sıfır olması halinde düzgün çalışır. Eğer oynak mil eğik çalışıyorsa her yarım devirde mafsalın önünde bulunan mil ile arkasındaki açısal farklılık meydana gelir.

Küçük yaylanma hareketlerinde ve eğik açılarda bu düzgünsüzlük küçüktür ve bu durumda meydana gelen darbelerin dönme noktası ıstavrozlu mafsalın merkezinde bulunuyorsa bir

istavrozlu mafsal yeterli olmaktadır. Sabit aks yapım şekillerinde aksaların yönlendirilmeleri çok kere yaprak yaylarla veya aks yönverici sistemleri ile yapılmaktadır. Burada arka aks yayların veya yönvericilerin sabit askı noktalarının etrafında salınım hareketi yaptığından, oynak milin iki istavrozlu mafsal ile donatılması gereklidir. Bu nedenle oynak milin, boyuna yöndeki uzunluk değişimini mümkün kılabilmesi için bir kayıcı parça ile donatılmalıdır.

Arka arkaya düzenlenmiş iki istavrozlu mafsal ile düzgünsüzlük giderilmektedir. Öndeki ve arkadaki oynak miller düzgün dönerken, arkadaki mil düzgün olmayan bir şekilde dönmektedir.

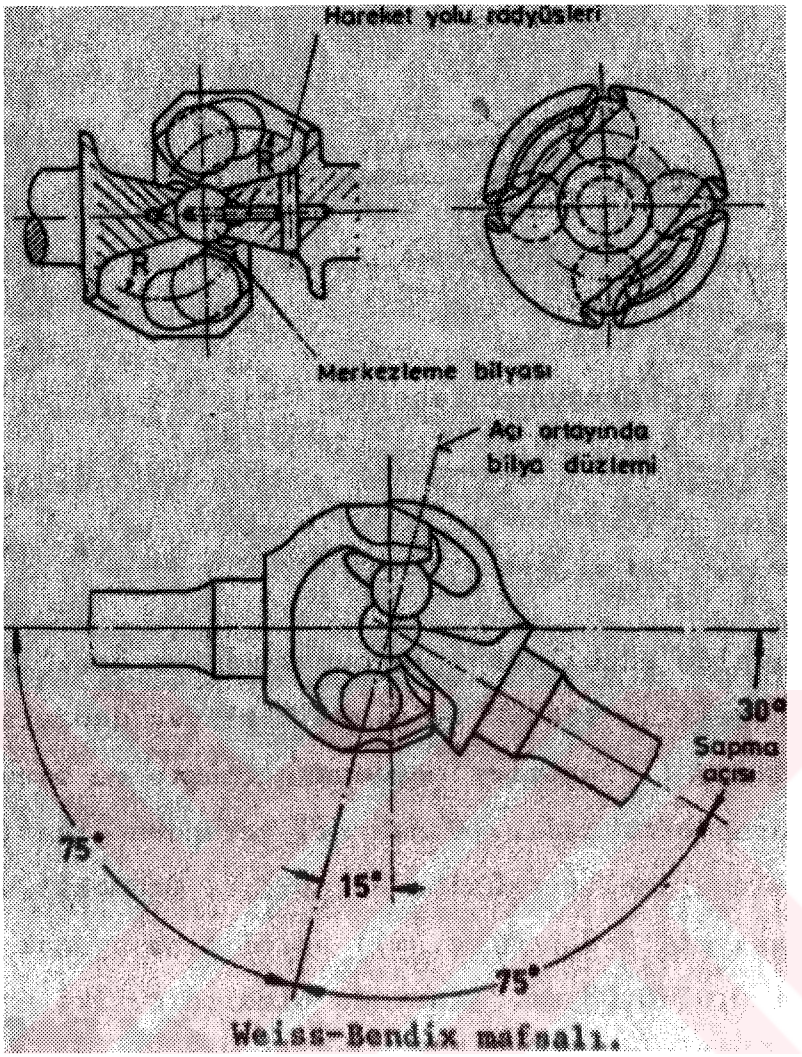
Tek akstan askı sistemlerinde, aksın tahrik sistemi gövdeye tespit edildiğinden tekerleklerin yaylanma hareketlerinin tesiri olmamaktadır.

Oynak miller serbest serbest olarak dönebilecek şekilde değil, bilakis ara yataklarla yataklanmış olup bunlarda şasiye tespit edilmemiştir. Oynak millerin düzen şekli motorun, vites kutusunun ve aks tahrik sisteminin konstrüksiyonu nedeniyle aynen eğik açılar mevcuttur. Bu açılar istavrozlu mafsallarla karşılanır. Titreşimlerin ve araç gövdesinin elastikiyeti nedeniyle meydana gelen dönme açıları ek olarak kuru mafsallarla karşılanır.

2.3.2. Homokinematik Mafsallar

Eğikiletim açısının 30°-40° ve hatta 48° olmasıistenilen direksiyon sisteminin bağlı olduğu tahrik edilen tekerleklerde (ön aks tahrik sistemi), döndürme hareketini istavrozlu mafsallara nazaran düzgün veya düzgüne yakın bir şekilde ileten mafsallara muhakkak bir şekilde gereksinme vardır. Değişik durumlarda denenmiş olan basit mafsallar, sadece çok sınırlı şartlar altında, yani hafif araçlarda, küçük hareket hızlarında takriben 30° kadar açılarda ve direksiyon sisteminden büyük isteklerin olmadığı durumlarda kullanılabilir.

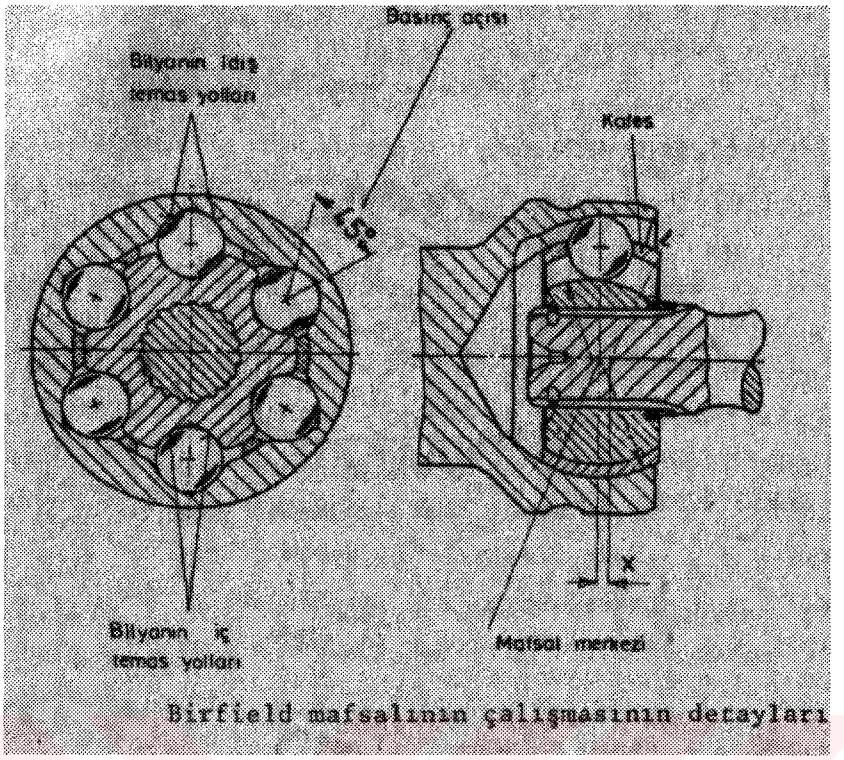
Tamamen düzgün çalışan mafsallardan özellikle Bendix, Rzeppa ve Birfield mafsalları en iyi neticeleri vermişlerdir. Bendix mafsalında (Şekil 2.35.) kuvvet iletimi dönme yönüne bağlı olarak birbirlerini kesen uygun hareket hatlarında herhangi bir kayma hareketi yapmadan yuvarlanan bir çift bilya ile yapılmaktadır. Dört bilya eğri hareket hatları ile otomatik olarak açıyı bölen tesir düzlemlerine getirilir ve böylece hareket iletiminde düzgünlük elde edilir.



Şekil 2.35. Weiss-Bendix mafsalı; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

Mafsallar ilave bir kabuğa gereksinme gösterip 32-35° lik bir eğik açıya müsaade ederler. Küçük eğik açılarda (15°) boyuna yönde bir düzeltme ile de kullanılabilirler.

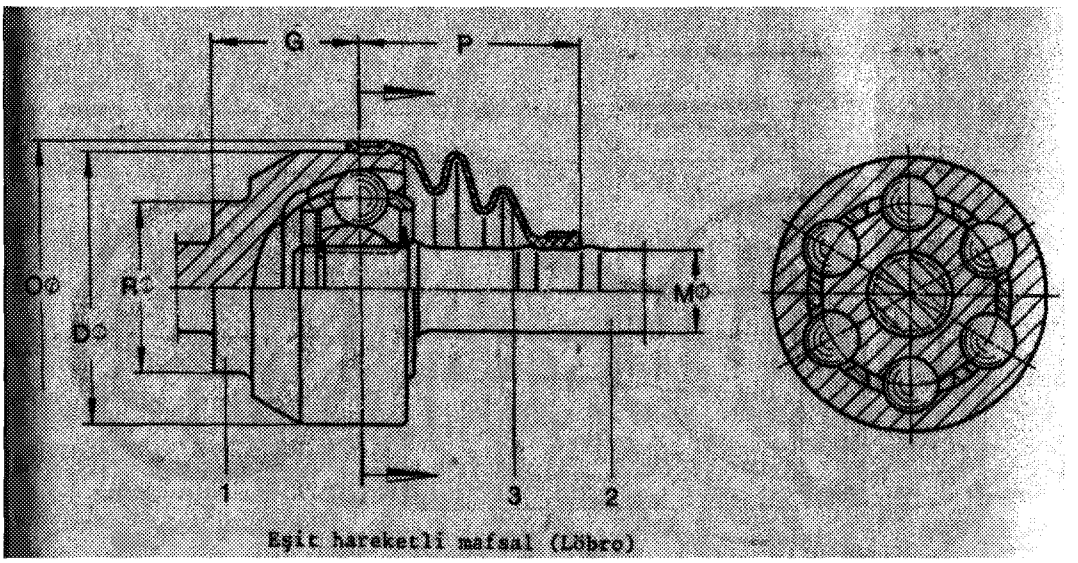
Rzeppa ve Birfield mafsallarında kuvvet iletimi 6 bilya üzerinden yapılmakta olup, yerleştirme birbirlerine göre kaydırılmış olan iç ve dış hareket hattı radyüsleriyle açıyı yarılarken, merkezlenmiş bir kafes ile tesir düzleminde tutulmaları sağlanmaktadır. Birfield konstrüksiyonunun kuvvet iletimi yönünden sapması özellikle Şekil 2.35.'de gösterilmiştir.



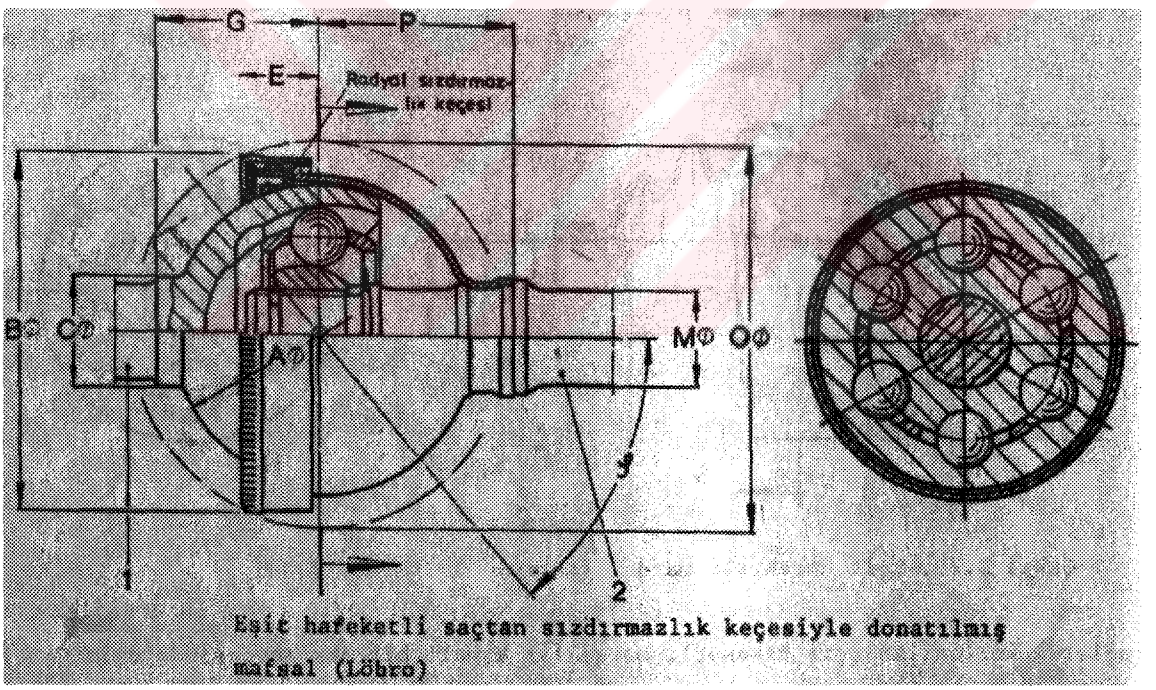
Şekil 2.36. Eşit hareketli mafsal; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

Eşit hareket iletimi yapan mafsallarda da , millerinde de eğilme momentleri meydana gelmekte ve bunların da ek olarak mil yatakları tarafından karşılanmaları gerekmektedir.

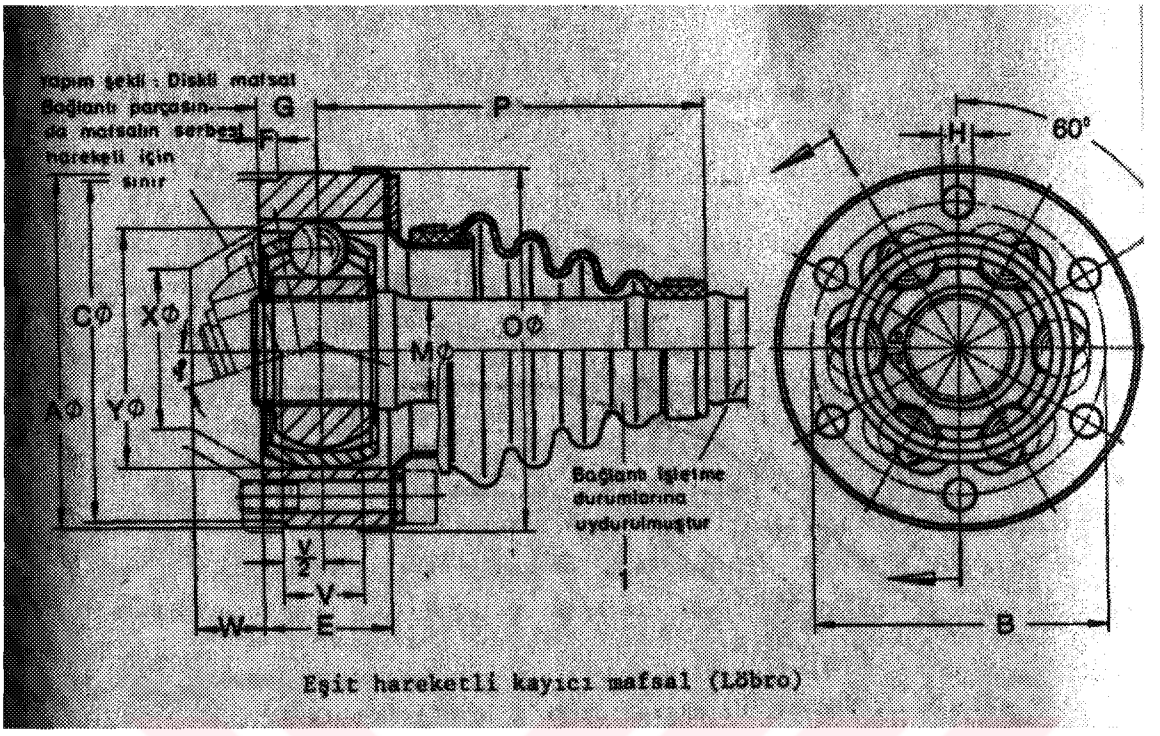
6 bilyalı eşit hareket ileten mafsallar 38°'ye ve özel durumlarda 45°'ye kadar eğik açılarda döndürme momenti iletebilmektedir. İstavrozlu mafsallar eğik hareket açısına bağlı olarak dönme hareketinde ivmelendirme ile frenlemelerle karşılaşırken, eşit hareketli mafsallarda işletmede ve eğik açı altında düzgün bir hareket iletimine ulaşılır. Döndürme momenti, taşlanmış küresel yollarda yuvarlanan 6 bilya ile ve iyi bir verimle iletilir.(Şekil 2.37.)



Şekil 2.37. Eşit hareketli mafsal (Löbro) ; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul



Şekil 2.38. Eşit hareketli sacdan sızdırmazlık keçesiyle donatılmış mafsal (Löbro) ; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul



Şekil 2.39. Eşit hareketli kayıcı mafsal (Löbro) ; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

Araçlarda kullanılan eşit hareketli mafsallar kapalı bir aks gövdesinde daimi olarak yağ içinde hareket ettiklerinden bakıma gerek yoktur. Böylece aşıntı bir minimuma indirilmiş olup ömür oldukça artırılmıştır. Mafsalın açık bir aksta veya genel makina sanayiinde kullanılması halinde mafsal bir koruyucu şapka ile koruma altına alınarak pislikerin girmesi ve yağın akması önlenmiş olur.

Mafsalı koruyucu şapkanın işletme esnasında görevini yapmaması durumunda sacdan yapılmış bir sızdırmazlık keçesi kullanılır. Bu şekilde yırtılmaya veya çarpmalara karşı büyük bir emniyet sağlanmış olur. Sızdırmazlık keçesi ile gerekli öngerilmeyi daimi olarak sağlayabilmek dış kenardaki bir diş açılmış bilezik ile olur.

Eşit hareketli kayıcı mafsallar (Şekil 2.39.) genel olarak kayamayan eşit hareketli bir mafsal ile kullanılır. İki eşit hareketli kayıcı mafsalı oynak milde kullanmakta mümkündür. Fakat böyle bir durumda eksenel kaymalara karşılık özel sınırlamalar öngörülmelidir.

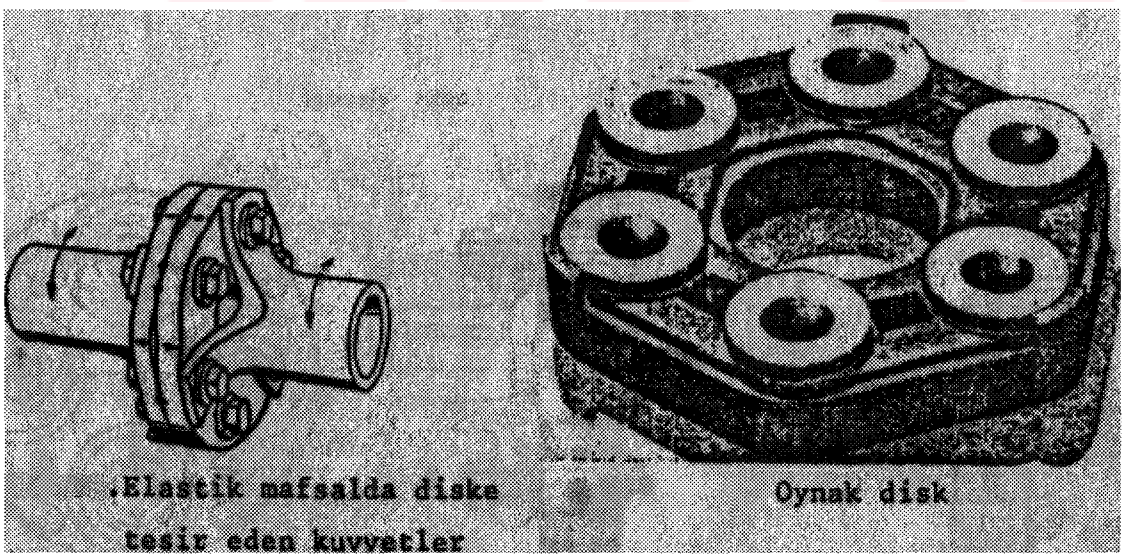
Özellikle sabit akslı konstrüksiyonlarda ve dört tekerlekten tahrikli kamyonlarda takriben eşit bir hareket iletimi için çift istavroz mafsallı konstrüksiyon kullanılır. Çift mafsallar açık bir aks konstrüksiyonunu meydana gelmesini sağlamakla beraber sınır durumlarında (büyük eğik

iletim, max döndürme momenti) oldukça büyük yatak basınçları meydana gelebileceğinden, yatak ve millerin, ilave momentlerin de dikkate alınarak ölçümlendirilmeleri gerekir.

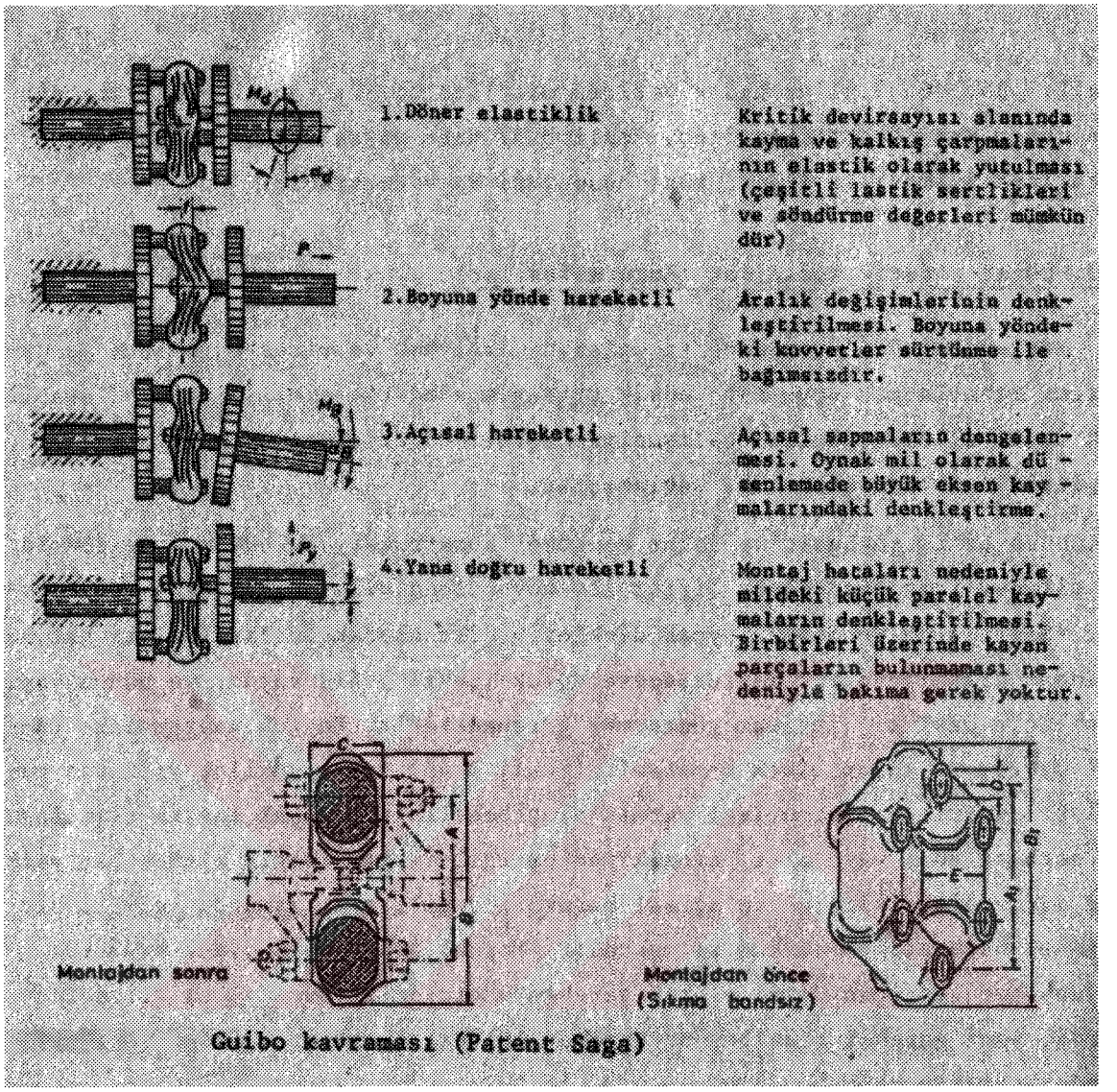
2.3.3. Döner Elastik Mafsallar (Kuru Mafsallar)

Millerdeki döndürme momenti uçlarını azaltmak ve vites kutusunun parçalarını rahatlatmak veya daha büyük titreşim söndürme özelliklerine ulaşabilmek için yıllarca yapılan çalışmalar çeşitli döner elastik mafsal tiplerinin ortaya çıkmasını sağlamıştır.(Şekil 2.40.)

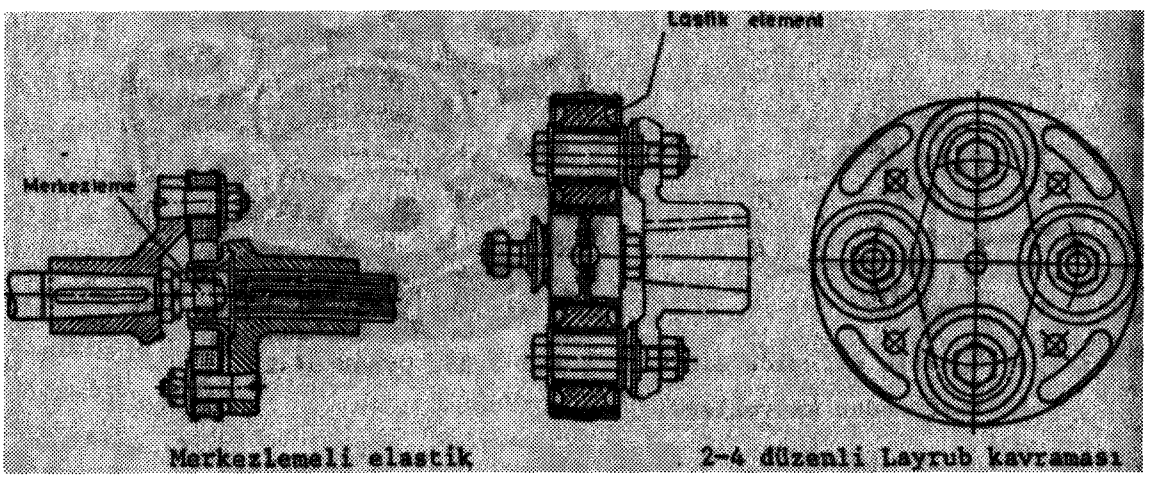
Bunun en eski, en basit ve fakat en güzel konstrüksiyonu büyük momentlerin iletilmesi için öngörülmüş lifler ile kuvvetlendirilmiş olan oynak diskleridir (Şekil 2.41.). Oynak disklerin çift olarak kullanılmaları halinde kaide olarak ilave bir merkezlemeye gerek (Şekil 2.42.) vardır ve bunun yapılması için özel bir ihtimam göstermek gerekmektedir. Layrub kavramaları (Şekil 2.42.), ve silentblock c-mafsalı, aynı şekilde yıllarca verilen sınırlarda istenileni vermiş olup özellikle yumuşak lastik elementlere serbest dört veya altı bilezik yerleştirilmiştir. Lastik elementler yalnız dönme elastikliğini ve açısal hareketi değil, aynı zamanda belirli bir eksenel hareketi de mümkün kılmaktadır. Normal istavrozlu oynak millerde boyuna hareketi de mümkün kılmaktadır. Normal istavrozlu oynak millerde boyuna hareket için daimi olarak gereken kayıcı mile burada belirli durumlarda, yani gerekli olan boyuna hareket belirli sınırlar içinde kaldığı taktirde, gerek yoktur.



Şekil 2.40. Elastik mafsalda diske tesir eden kuvvetler ve oynak disk; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul



Şekil 2.41. Guibo kavraması (Patent Saga) ; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul



Şekil 2.42. Merkezlemeli elastik ve düzenli Layrub kavraması; (Demirsoy, 1998), Motorlu Araçlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

2.3.4. Arka Aks Millerinin Mafsalları

Aks tahrik sistemi araç gövdesi veya şasi ile sıkı bir şekilde bağlanmış ise tahrik edilen aks millerinin mafsallarla donatılmaları gerekir ki, askıya alınmış olan tahrik tekerleklerin herbiri yaylanma hareketlerine uyabilsinler.

Tahrik edilen arka aks millerinde istavrozlu mafsallar, homokinematik mafsallar veya elastik mafsallar kullanılmaktadır.

İstavrozlu mafsalın kullanılması halinde arka aks mili bir kayıcı parça ile donatılarak yaylanma esnasındaki uzunluk farkları dengelenebilsin. Kayıcı parça mafsallasın birinde veya ikisi arasında bulunabilir.

Homokinetik mafsallardan Rzeppa (Birfield) mafsalı çok kullanılmaktadır. Bu mafsallar 6 veya 3 silindir ile donatılmışlar ve 20° lik eğik açı ile 30 mm lik uzunluk değişimine müsaade etmektedirler. Bunlar daha önce de belirtildiği üzere eşit hareket yapan mafsallardır.

Arka aks milleri iki istavrozlu mafsal veya iki homokinetik mafsal ile donatılmış olmaları halinde eşit hareket yapabilirler. Homokinetik mafsalların kullanılmaları halinde mafsalın bir tanesinin kayıcı olması gerekir, bu taktirde kayıcı parçaya gerek yoktur.

Sarkaç akslar da aynı şekilde aks tahrik sistemlerine oynak bir şekilde bağlanır. Arkadan motorlarda genellikle kuyruklu bir mafsal kullanılır. Kuyruk şeklindeki mil ucu tekerlek aks milindeki bir kovan içinde bulunmakta ve kayıcı taşlarla yönlendirilmektedir. Önden tahrikli motorlarda bu mafsallar ayrıca direksiyon sisteminin yönlendirme karakterlerini iletmek durumundadır. Burada tekerleklerin açısal hızının hiçbir şekilde değişmemesi gerekir. Mafsalların rölatif karakterleri en iyi bir şekilde homokinematik mafsallarla iletilir.

Elastik mafsalların, lastik gövdesi iki flanş arasındaki bağlantı elemanı olmaktadır. Genellikle poligon şeklinde yapılan bu lastik elementin kuvvetlendirilmesi için çevresine metal band vulkanize edilmiştir. İmalatçı firma tarafından bu lastik element çevresine sarılmış olan metal band ile radyal öngerilme ile verilir. Bu band, ancak montajdan sonra çözülür. Böylece bir bası gerilimi kalmakta ve işletme esnasında çeki, bası ve torsiyona zorlanan lastik element için faydalı olmaktadır. Eğik ve döndürme açısı 8° ye kadar müsaade edilebilmektedir.

Her mafsal için 12 mm'lik boyuna yönde bir hareket mümkün olduğundan kayıcı bir parçaya gerek yoktur. Flanşların merkezlenmesinin ortadan kaldırılması halinde küçük paralel kaymalar da mümkündür.

2.3.5. Ön Aks Millerinin Mafsalları

Ön akstan tahrikte direksiyon ile hareket ettirilen tekerlekler tahrik edilir. Bu nedenle ön aks milleri mafsallarla donatılarak tekerleklerin yaylanmaları ve yönlendirilmeleri sağlanır. Tekerleklerin tahriki eşdeğer olmalıdır. Mafsallardan hiçbir şekilde aks millerine eşit olmayan hareket iletilmemelidir. Direksiyon ile tekerlerin yönlendirilmelerinde eğik açı nedeniyle düzgünsüzlüğün büyük olması halinde direksiyon sistemi titreşimlerin tesiri altında kalır. Tahrik edilen ön aks millerinde çift mafsal ile homokinetik mafsallar kullanılmaktadır.

Çift mafsallarda iki istavrozlu mafsal bir mafsal olarak yapılmıştır. Bu şekilde eşit bir hareket sağlanmıştır. Her iki mil ucu mafsalın içinde bir merkezleme ile yönlendirilmiştir. Çift mafsallar ile ön aksta 47° lik bir eğik açıya ulaşılabilir. Bu durumda bile bir düzgünsüzlük meydana gelmez. Uzunluk değişimleri bir kayıcı parça ile dengelenir.

Homokinetik kavramaların kullanılması halinde de 47° lik bir eğik açıya ulaşılabilmektedir. Bilyalı çanak bilyaların hareket edecekleri yollarda bilya yıldızı ile yönlendirilir. İçte ve diferansiyelin yanında yaylanma sonucu aks milinde meydana gelen uzunluk değişimlerini karşılayabilen eşit hareketli kayıcı bir mafsal (çanak mafsal) kullanılır.

Mafsallar montaj edilmiş durumda dengelenmelidir. Mafsallar ve flanşlar sökülmeden önce işaretlenmeli ki, tekrar doğru bir şekilde birleştirilebilsin. Eğer kayıcı bir parça mevcut ise bunun da söküldüğü şekilde montajının yapılması gerekir. Bu nedenle kayıcı parçalar imalatçısı tarafından işaretlenmiştir.

Yanlış montaj sonucunda oynak milde bir düzgünsüzlük meydana gelerek vites kutusu ile aks tahrik sistemini rahatsız eder. Düzgünsüzlük, mafsalın parçalarının başka mafsal parçaları ile değiştirilmesi sonucunda da ortaya çıkar. Bu nedenle daima bütün oynak mafsalın değiştirilmesi şarttır. İstavrozlu mafsallarla donatılmış bir oynak mil doğru monte edilmiş ise her iki mafsal çatalları aynı düzlemde bulunmalıdır.

2.4. Diferansiyel

Virajdaki bir harekette aracın dıştaki tekerlekleri, içteki tekerleklere nazaran daha uzun yol almak mecburiyetindedir. Aynı şekilde düzgün olmayan yolların üst yüzeyleri de yol farklarını doğurmaktadır. Tahrik edilen tekerleklerin böyle bir yol konumuna kaymadan

yuvarlanabilmeleri için birbirleriyle bir mil ile sabit bir şekilde bağlanmalıdırlar. Diferansiyel tahrik edilen tekerleklerde farklı devir sayılarını mümkün kılmaktadır.

2.4.1. Tahrik Dişlileri

Aksın tahrik edilmesi genellikle bir konik dişli ile bir yana ayna dişli tarafından yapılmaktadır. Gerekli olan redüksiyon oranı hareket gücü diyagramlarından hesaplanır ve araç ağırlığına, motor döndürme momentine ve vites kutusunun basamak sayısına bağlı olarak 2, 8:1 ile 5:1 arasında değişmektedir.

Motor kaide olarak aracın boyuna ekseni üzerinde bulunduğundan, kuvvet akımı diferansiyel ile 90° döndürülerek tekerleklere iletilir.

Aksın tahrik edilmesi eksenleri kaçık olmayan ve eksenleri kaçık olan dişlilerle yapılır. İkinciye hipoid tahrikte denilmektedir.

2.4.1.1. Spiral Konik Dişliler

Spiral konik dişlilerde aynı dişlinin ekseni ile tahrik edilen konik dişlinin ekseni üst üste düşmektedir. Dişlerin spiral şeklinde olmaları nedeniyle büyük bir toplam örtme derecesi ve bütün diş genişliğince yavaş yavaş bir temas sağlanarak sakin bir çalışma ile uygun zorlanma durumları elde edilmektedir. Bu tür dişliler çok kere seçilen konstrüksiyon nedeniyle rölatif olarak bir diferansiyele sahip tahrik sistemlerinde kullanılır.

2.4.1.2. Hipoid Konik Dişliler

Hipoid konik dişliler de spiral konik dişliler olup tahrik edilen konik dişlinin ekseni, ayna ekseninden kaçıktır. Hipoid kaçıklığı takriben 0,4 x aynı dişli yarıçapını aşmamalıdır. Bu konik dişlilerin spiral konik dişlilere göre faydalı yönleri şu şekilde sıralanabilir.

1. Mafsal tüneli konik dişlinin kaçıklığı kadar alçak tutularak araç kabin hacminin büyütülebilmesi imkanını sağlar.

2. Tahrik edilen konik dişlinin çapı hipoid kaçıklığı ile artmaktadır ve kullanılan akslarda spiral konik dişlilere nazaran %30 daha büyük olduğundan çarkın dişleri de daha kuvvetli olmakta ve böylece daha büyük kuvvetler iletilebilmektedir.

3. Dişli yüzeyleri arasında ilaveten meydana gelen boyuna kaymalar yağlama durumlarına ve ömre uygun şekilde tesir etmektedir.

4. Hipoid konik dişliler büyük kayma hareketleri ve çok sayıda dişin temas halinde olmaları nedeniyle spiral konik dişlilere nazaran daha az gürültü yapmaktadırlar.

2.4.1.3. Sonsuz Dişli İle Tahrik

Sonsuz dişli ile tahrik de, aynı şekilde mafsal tünelinin alçak tutulmasını sağlamaktadır. Bu tahrik sistemi çok sessiz çalışmaktadır. Yüksek maliyeti nedeniyle bütün diğer faydalarına rağmen konik dişli ile tahrik sisteminin yerini alamamıştır.

Aks tahrik sistemlerinde Gleaston dişli ile Klingelnberg dişli çeşitleri kullanılmaktadır.

Gleaston dişli: Bu bir daire yayı dişlidir. Dişin şekli daire yayının bir parçası olduğundan, dişler içe doğru incelmektedir.

Klingelnberg dişli: Bu spiral dişlidir. Dişin şekli bir spiral parçasıdır. Diş yüksekliği bütün diş genişliğince sabit ve diş sırtları ise genişliktedir. Diferansiyelin çarkları imalatta çift olarak işaretlenir.

Normal konik dişlilerin eksenleri ortak bir orta eksende bulunur. Oynak milin alçak olmasının istenmesi durumunda tahrik eden konik dişli çok kere aks ortasının altında olacak şekilde düzenlenir. Bu dişliler geometrik şekillerine göre, hiperboloid veya kısa şekilde hipoid olarak isimlendirilirler.

Bu dişli çeşidinde yuvarlanma hareketinin yanında kayma hareketi de meydana geldiğinden özel bir dişli kutusu yağına (Hipoid yağı) gereksinim vardır.

Aks tahrik sisteminin bütün dişlileri yüksek viskoziteli (SAE 90 ve 140) yağın içinde çalışırlar ve takriben her 20000 km'de bu yağın değiştirilmesi gerekir. Bu hususta işletme şartlarına tam olarak uymak şarttır.

Motor çok kere aracın boyuna yönünde yerleştirilmiş olduğundan ve tekerlek tahrik akslarının enine yönde olması gerektiğinden, oynak milin dönme hareketinin 90° yön değiştirerek tekerleklere iletmesi gerekir.

Bu ise en basit bir şekilde konik dişlilerle yapılır. Bu konik dişli kutusu oynak milden iletilen dönme hareketinin yönünü değiştirmesinin yanında tahrik akslarının devir sayısını azaltmakta ve yüksek bir döndürme momentini yaratmaktadır. Kamyonlar, bazen devir sayısını düşürmek ve döndürme momentini yükseltmek için konik dişli kutusundan önce veya sonra alın dişli çifti kullanılmaktadır.

2.4.2. Diferansiyelin Yapılışı ve Tesir Şekli

Diferansiyel (denkleştirme kutusu) oynak mil ile bağlanmıştır. Oynak mil bağlı olduğu konik dişliyi ve o da diferansiyel kutusunda yataklanmış olan ayna dişlileri tekerlerden bağlı olduğu

akslar üzerinden kamalı şekilde bağlanmışlardır. Bütün aks tahrik dişlileri kutudaki yağ içinde çalışmaktadır.

Arka akstan tahrik sistemi arkadan motor ile önden tahrik sistemi diferansiyel ve vites kutusu ile bir gövde içindedir.

2.4.2.1. Düz Yoldaki Hareket

Düz yoldaki harekette, tekerleklerin aks milleri aynı devir sayısı ile dönmektedir. bu durumda denkleştirme konik dişlileri kendi eksenlerinde dönmemekte ve fakat denkleştirme kutusuyla beraber dönmektedir. şimdi bunlar dişli olarak tesir etmeyip alıcı olarak tahrik kuvvetini tekerleklerin arka aks millerine iletmektedir.

2.4.2.2. Virajdaki Hareket

Virajdaki harekette virajın dışındaki tekerlek içindekine göre daha büyük bir yol katetmesi gerekir. Bu değişik yol uzunluklarına göre tahrik tekerlekleri ve onlarla beraber aks milleri üzerindeki dişlilerde değişik devir sayılarında dönmeleri gerekir. Bu ise, sol ve sağ aks milindeki devir sayıları farkını denkleştirme dişlileri ile mümkün olmaktadır. Aks millerine bağlı olan bu konik dişliler kendi eksenlerinde dönerken değişik devir sayılarında dönen aks konik dişliler üzerinde yuvarlanmaktadır.

Şekilde virajdaki bir harekette denkleştirme konik dişlilerin dönme yönlerini göstermektedir. Viraj içinde hareket eden tahrik tekerleği, eşit bir güç iletiminde ve tahrik tekerleklerinin aynı kuvvet bağıntısındaki yolda dıştaki tahrik tekerleğinin fazla döndüğü miktar kadar daha az dönmektedir. denkleştirme dişlileri kendi eksenleri etrafında dönmelerinin yanında ilave bir dönme hareketi yapmakta ve meydana gelen farkı denkleştirmektedir. Bu nedenle bu dişli kutusuna diferansiyel denilmektedir

Tahrik tekerlekleri ile yol arasındaki kuvvet bağıntısının farklı olması aracın yönlendirilmesine kötü bir şekilde tesir edebilir. Denkleştirme dişlileri böyle bir durumda bir tekerleğin artık dönme hareketini ters yönde diğer tekerleğe iletirler. Tahrik tekerleklerindeki farklı itici kuvvetler aracı hareket yönünden saptırır ve savurur.

Çok farklı kuvvet bağıntısı olan yollarda –özellikle kalkışta- bir tekerlek hareket bile etmeyebilir ve diğer tekerlek iki misli devirsayısı ile döner. Böyle bir durumda tekerlek çok kere yumuşak zemini deşerler. Araç artık kendi kuvveti ile hareket edemez ve başka bir araç tarafından çekilmesi gerekir.

2.4.2.3. Alın Dişlili Diferansiyelin Yapılışı

Bu denkleştirme kutusundaki denkleştirme dişlileri ve arka aks mili dişlileri alın dişlisidir. Tesir şekli konik dişlili denkleştirme kutusundaki gibidir. Denkleştirme alın dişlileri denkleştirme kutusunda yataklanmıştır. Bunlar çifter şekilde birbiriyle temas halindedir. İki, üç veya dört denkleştirme dişli çiftleri kullanılabilir. Düz yoldaki harekette denkleştirme dişlileri kilitleyerek her iki arka aks mili aynı devirsayısı ile tahrik edilmektedir. Virajdaki harekette denkleştirme dişlileri birbirlerine göre ters yönde dönerek denkleştirmeyi sağlamaktadır.

2.4.3. Diferansiyel Kilidi

Denkleştirme kutusu üzerinden döndürme momentinin tahrik tekerleklerine dağıtılmasında tekerlek ile yol arasındaki yolun mümkün kıldığı kuvvet bağıntısının en küçük olduğu tekerlekte büyük bir döndürme momenti tesirli olamaz. Bu nedenle, bir tekerlek yumuşak bir zeminde kayarken, diğeri sert bir zeminde bulunuyorsa, denkleştirme kutusunun çalışma şekli hatalı olmaktadır. Denkleştirme nedeniyle bu durumda kayan tekerlek ayna dişlinin iki misli devirsayısı ile dönmekte ve yumuşak zemini deşerek, aracı zeminde bırakmaktadır.

Kirlenmiş, kaygan veya buz tutmuş bir yolda bir tahrik tekerleğin kayması halinde kalkış çok kere mümkün değildir. El freninin kıs amüddetle çekilmesi bu durmda yardımcı olabilir.

Çukurlu mıcırlı ve dar virajlarda da denkleştirme kutusu aynı şekilde hoş olmayan bir şekilde tesir eder. Denkleştirme kutusunun kilitlenmesi bu hataları ortadan kaldırır.

2.4.3.1. Dişli Kavrama Yardımıyla Kilitleme

En basit diferansiyel kilidi, el veya ayak manivela kolu ile ileri sürülen bir dişli kavramadan meydana gelmektedir. İleri sürülmüş durumda bu, aks milini diferansiyel gövdesi ile bağlamaktadır. Böylece denkleştirme dişlileri artık aks mili dişlileri üzerinde yuvarlanamazlar. Denkleştirme kilitlenmiş ve aks tahrik sistemi sabit bir sistem olmuştur. Denkleştirme kilidine gereksinme duyulmadığı an, hemen çözülmelidir. Aksi halde aks tahrikinde müsaade edilmeyen zorlamalar meydana gelerek lastikler yolda traşlanmaktadır ve araç virajda savrulmaktadır.

Hızlı araçlar için bu diferansiyel kilidi uygun değildir. Bu kilit sistemi ağır kamyonlarda, özel araçlarda ve traktörlerde kullanılmaktadır.

2.4.3.2. Kendi kilitleyen Diferansiyel

Kayıcı Taşlarla Kilitleme

Bu diferansiyel arazide ve kötü yol şartlarında ve hatta normal trafikte kullanılacak arazi araçları için uygundur. Bu kayıcı taşları ihtiva eden bir makara kafesi, dış çember ile iç çemberden meydana gelmektedir. Makaralı kafes ayna dişliye perçinlenmiştir. Dış ve iç çemberlerden her biri bir aks mili ile bağlanmıştır. Dış çemberde iç çembere nazaran daha fazla eğriler vardır. Makaralı kafeste radyal olarak yönlendirilen kayıcı taşlar veya makaralar bu parçalar arasındaki bağlantıyı sağlamaktadır.

Düz yolda dı ve iç bilezik makaralı kafesin kayıcı taşları ile eşit bir şekilde beraberce hareket ettirilirler, çünkü iç ve dış bilezik çemberdeki eğri tepeleri arasına üç ila dört kayıcı taş sıkışır. Bu kayıcı taşlar ile bütün döndürme momenti iletilir.

Virajdaki harekette kayıcı taşlar bilezik eğrilerine uygun olarak kafes içinde radyal hareket ederek dış bilezikle iç bilezik arasında farklı devir sayılarına müsaade etmektedir. Denkleştirme esnasında bunlar devir sayısı artmakta olan bileziğe yaslanmaktadır.

Denkleştirme kutusunun kendini kilitlemesi tekerleklerin büyük devir sayıları farkında meydana gelmektedir. Bu, bir tekerlek zemin ile sıkı bir şekilde irtibatlı iken diğerinin serbest olarak dönmesi halinde olur. Böyle bir durumda kayıcı taşlar sıkışmakta ve dış bilezik ile iç bilezik arasında, yani her iki aks arasında sıkı bir bağlantı sağlanmaktadır.

2.4.3.3. Lamelli Kavramalarla Kilitleme

Sadece arazide hareket eden araçlar değil, hızlı otomobiller, spor ve yarış araçları da kendi kendini kilitleyen diferansiyellerle donatılmışlardır. Böylece bunlar kötü ve kaygan yollarda emniyetli bir şekilde hareket ettikleri gibi daha iyi bir viraj hareketine kavuşurlar. Bir virajın yüksek bir hızla geçiminde dış tekerler kuvvetli bir şekilde yüklenirken içteki tekerleklerin yükleri aynı şekilde azalır.

Böyle bir durumda, kuvvetli bir şekilde yüklenmiş olan tahrik tekerleği diferansiyelin çalışma şekli nedeniyle daha az tahrik edilebilir ve daha az tahrik edilen tekerlek kaymaya başlar. Böylece tahrik kuvvetli bir şekilde azalır ve araç viraj emniyeti kaybeder. Şimdi viraj içindeki tahrik tekerleğinin hızın azalmasıyla zemin ile olan irtibatı tekrar gerçekleşir ve birdenbire frenlenirken, viraj dışındaki tahrik tekerleği ise birdenbire pozitif olarak ivmelendirilir ve araç savrulmaya başlar. Kendi kendini kilitleyen bir denkleştirme kutusu lamelli kavramalarla

kendi hatasını, döndürme momentinin bir kısmı lamelli kavrama üzerinden iletildiği için ortadan kaldırır.

Bu kısım aynı zamanda tahrik tekerleğinin birbirinin kayması halinde diğer tahrik tekerlek için de kullanılır durumdadır.

Bilinen diferansiyellerden farklı olarak bu tip kendini kilitleyen diferansiyelde iki baskı ve iki baskı bileziği ve iki lamelli kavrama bulunmaktadır. Baskı bileziklerinin yüzeylerinde diferansiyel kutusunun kanallarına tutturulan alıcılar bulunmaktadır. Bunlar dönmeyecek şekilde kutu ile bağlı olup eksenel kayabilirler.

Baskı bileziklerinin dışa bakan alın yüzeyleri ile diferansiyel kutusunun yüzeyleri arasına iki lamelli kavrama yerleştirilmiştir. Bunlar iç ve dış lamellerden meydana gelmektedir. İç lameller alıcı dişleri ile aksın konik dişleri üzerinde otururken, dış lamellerin alıcıları da kutunun boyuna yöndeki kanallara oturmaktadır.

Her iki baskı bileziğinin iç kısmında bulunan alın yüzeyleri prizma şeklinde frezelenmiştir. Bu frezelenmiş olan kısımların her birinde aks konik dişlileri ile irtibatta olan denkleştirme konik dişlilerinden iki tanesi dönmektedir.

Lamelli kavramaların ön gerilmeleri için tabak yaylar kullanılır.

Çalışma Şekli:

Diferansiyelin kilitlenmesi tesiri, diferansiyel kutusunda simetrik olarak yerleştirilmiş olan iki lamelli kavrama tarafından yaratılan döndürme momentine bağlı iç sürtünmelere dayanmaktadır. Normal diferansiyelde bir tahrik tekerleğin mümkün olan kayma olayı diferansiyel kilit sisteminin lamelli kavramasıyla zorlaştırılır. Bu tesir artan tahrik momenti ile kuvvetlenmektedir. Bu, diferansiyel kutusuna iletilen döndürme momentinin, kutuda dönemeyen ve fakat eksenel kayabilecek şekilde düzenlenmiş olan baskı bilezikleri yarımıyla olmaktadır. Moment iletiminde baskı bileziklerinin prizma şeklindeki kanallarının yüzeylerinde, kavrama lamellerini eksenel yönde birbirlerine basan açma kuvvetleri meydana gelmektedir. Dış lameller diferansiyel kutusu ve iç lameller ise aksların konik dişlileri ile dönmeyecek şekilde bağlı olduklarından, lameller arasındaki kuvvet bağıntısı aks millerinin değişik açısal hızlarına karşı belirli bir direnç gösterir. Açma kuvvetlerini iletilen döndürme momenti ile orantılı olduğundan, kilitlenme tesiri değişen motor döndürme momentine ve her vites basamağındaki döndürme momentine uyabilmektedir.

Tahrik dişlilerinin farklı hareket hızını tamamen önleyen (kilitlenme değeri %100) arazi araçlarında el ile çalıştırılan diferansiyel kilitlerine karşılık kendi kilitleyen diferansiyeldeki kilitlenme değeri daha düşüktür. Aracın kullanma gayesine uygun takriben %25 ile %75 seçilebilir. Kilitleme değerinin büyüklüğü lamellerin sürtünme yüzeylerinin sayısı ve baskı bileziklerinin prizma şeklindeki kanallarının açısına bağlıdır.

Lamelli kavramaların ön gerilmesi için kullanılan tabak yaylarını ileten döndirme momentinden bağımsız olarak bir kilitleme tesiri yaratmaktadır. Bu nedenle aşırı uygun olmayan yol durumlarında kendini kilitleyen diferansiyel daimi kilitlemeye hazır bir durumdadır. İç lamellerin sürtünme yüzeylerindeki molibden kaplama ile sabit bir sürtünme katsayısı ve diferansiyelin bütün ömrü boyunca bir fren momenti elde edilir.

Kendini kilitleyen diferansiyel bütün inşaat makineleri, traktör ve hareketli iş makineleri için uygundur. Kilitleme değeri genellikle %45 olarak yapılır. İhtiyaç halinde %25 ten %75'e kadar mümkündür. %45 kilitleme değeri ile sağ ve sol tekerlek arasındaki sürtünme katsayısı farkı lamelli frenlerde 1:2,6 olarak aşılabilir. Normal diferansiyele göre burada takriben %80 çeki kuvveti artışı elde edilir.

Birçok bütün tekerlerden tahrik edilen inşaat makinelerinde, örneğin kepçeli iş makinelerinde ön ve arka aksa kendini kilitleyen diferansiyeller takılmaktadır.

3. E.G.K PROJESİ (ENERJİ GERİ KAZANIM PROJESİ)

Enerji Geri Kazanımı Projesi ile kara taşıtlarında frenlemeden, vites kademeleri sebebiyle yola aktarılamayan enerjiden, rölantiden ve motorun ivmelenme sırasında verimsiz bölgelerde çalışmasından dolayı oluşan kayıpları en aza indirerek aracın gerçek yakıt tüketimini ideal yakıt tüketimine mümkün olduğunca yaklaştırmaktır. Kaybedilen enerji miktarları takip eden bölümde incelenmiştir.

3.1. İdeal Şartlarda Yakıt Sarfiyatı

- Düz Yolda
- 90 km/saat sabit hızda
- Hiç durmadan , yavaşlamadan
- Belirli hava şartlarında

3.2. Gerçek Yakıt Sarfiyatı

- Yol düz değildir , virajlıdır
- Sürat sabitlenmesi mümkün değildir
- Durmak,yavaşlamak,süratlenmek zorunludur
- Hava şartları değişkendir

3.3. Frenleme Sırasında Fiziksel Olarak Ne Oluyor?

Aracın sahip olduğu Kinetik enerji,fren mekanizmasında sürtünme dolayısıyla ısı enerjisine dönüştürülüyor.

3.4. Nerelerde Frenleme Yapıyoruz?

- Araç durdurulmak istendiğinde
- Araç yavaşlatılmak istendiğinde
- Araç hızlanması kontrol edilmek istendiğinde, yüksek bir konumdan aşağı inilirken

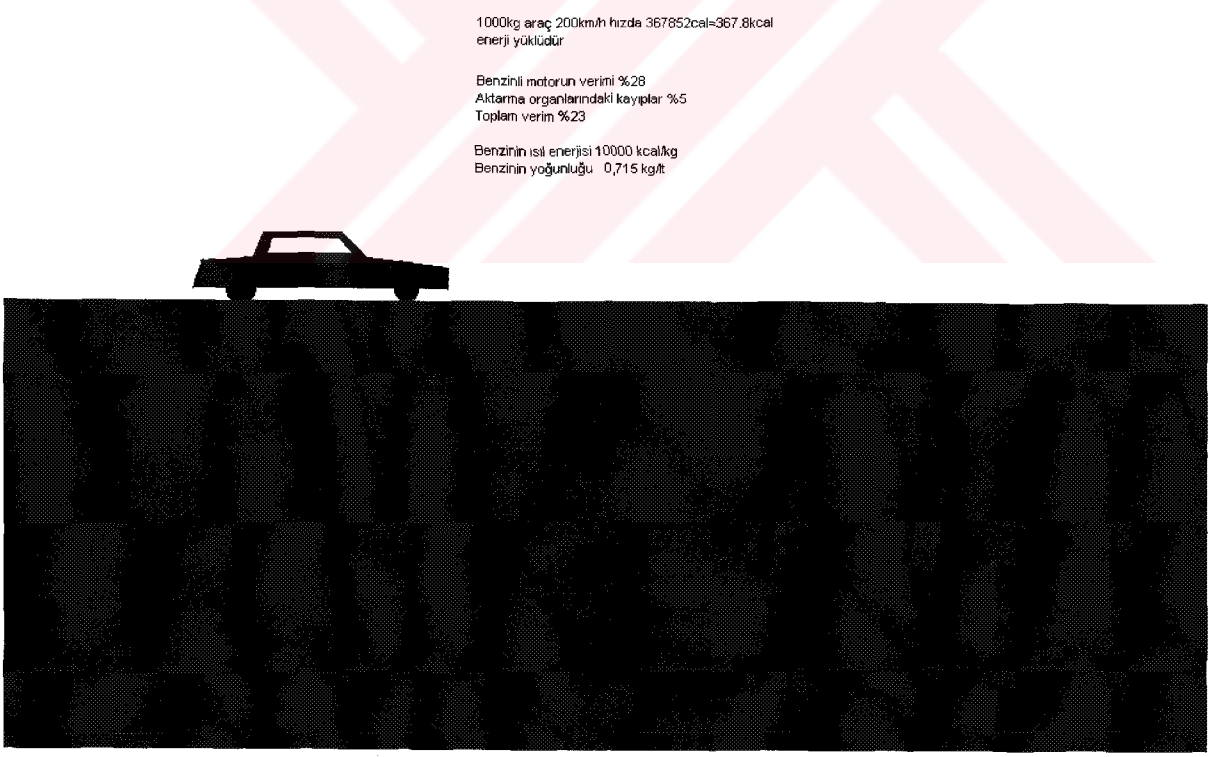
3.5. Yakıt Verimleri

- Benzinli motorun ısıl verimi %26~28'dir.Benzin ısıl enerjisi 10000kcal/kg dır.
- Dizel motorun ısıl verimi %30~32'dir.Dizel yakıtının ısıl enerjisi 10000kcal/kg dır.

3.6. Örnekler

3.6.1. Örnek 1

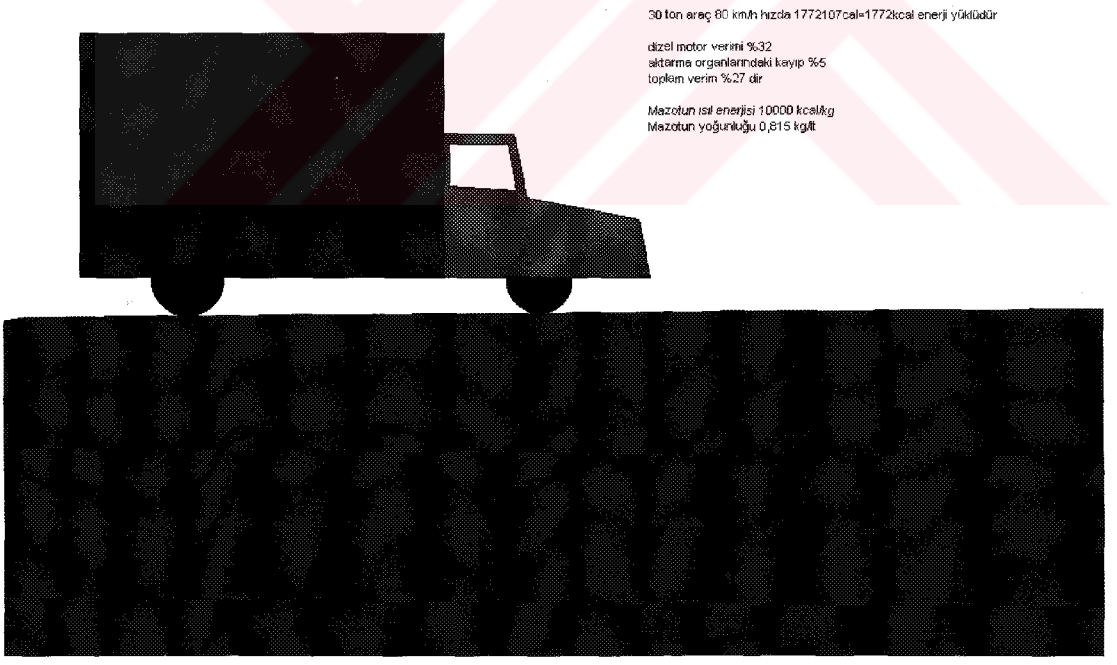
- 1 kg benzinin 230 gramının enerjisi hareket enerjisine çevrilmektedir.
- 1 kg benzin yandığında 10000 kcal enerji açığa çıkarmaktadır bunun 2300 kcal hareket enerjisine çevrilmektedir.
- 1000 kg araç 200 km/h hızla ilerlemektedir
- ½ m V^2 =1/2 . 1000 . $55,5^2$ = 1540125 kgm^2/sn^2 =367852cal enerji taşımaktadır.
- 1 kg benzin 2300kcal enerji
- x kg 367,8kcal enerji
- x=367,8/2300 = 0,159 kg benzin ~ 0,222 lt
- Benzin yoğunluğu 0,715 kg/lt



Şekil 3.1. 1000 kg ağırlıkta aracı 200 km/h sürate ne miktarda benzin çıkartabilir.

3.6.2. Örnek 2

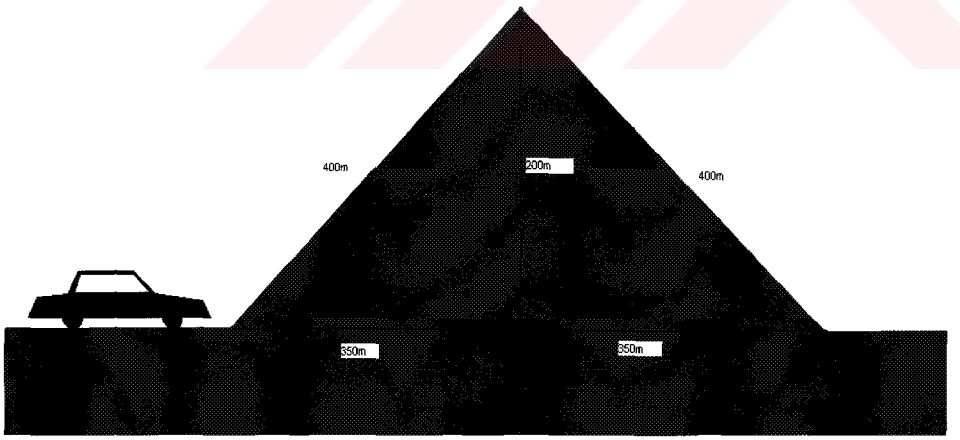
- 1 kg mazotun 270 gramının enerjisi harekete çevrilmektedir.
- 1 kg mazot yandığında 10000 kcal enerji açığa çıkmaktadır bunun 2700 kcal hareket enerjisine çevrilmektedir.
- Örnek 2:
- 30 tonluk araç 80 km/h hızla ilerlemektedir.
- ½ m V^2 =1/2 . 30000 . $22,2^2$ = 7392600 kgm2/sn2 =1768564 cal enerji taşımaktadır.
- 1 kg benzin 2700 kcal enerji
- x kg 1768kcal enerji
- x=1768/2700 = 0,654 kg mazot ~ 0,803 lt
- Mazot yoğunluğu 0,815 kg/lt



Şekil 3.2. 30000 kg ağırlıkta aracı 80 km/h sürate ne miktarda mazot çıkartabilir.

3.6.3. Örnek 3

- 1000 kg araç önüne çıkan 200m yüksekliğindeki tepeyi aşacaktır.
- Araç yakıt(benzin) tüketimi 100 km de sabit 90 km hızla 4.9lt'dir.
- Araç özellikleri örnek 1'deki ile aynıdır.
- m . g . h =1000 . 9,81 . 200 =1962000 kgm2/sn2 =469378cal =469,4 kcal
- 367,8 kcal 0,222lt
- 469,4 kcal x lt
- x=469,4 . 0,222 / 367,8 = 0,283 lt benzin sadece tepeyi dikey olarak çıkartmak için tüketilecektir.
- Araç yakıt tüketimi 100 km için 4,9 lt.100 metre içinse 4,9 ml olacaktır.



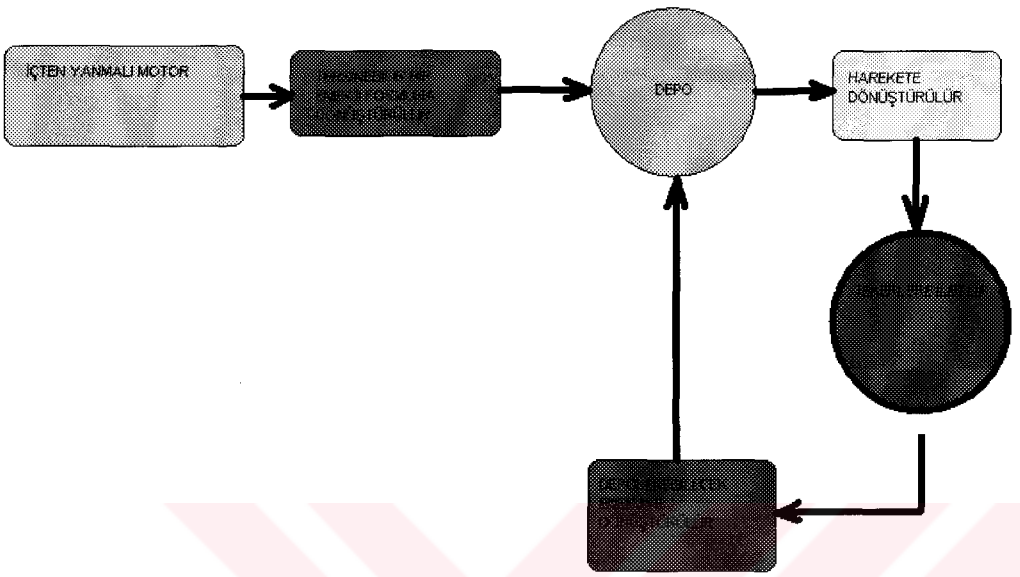
Şekil 3.3. 1000 kg ağırlıkta aracın 200 mt yükseklikteki tepeyi aşması.

- **1.durum**
- Araç 700 metrelik yolu tepe aşmadan düz geçerse.
- 7 . 4,9 =34,3 ml benzin tüketir.
- **2. durum**
- Araç yolu bugünkü teknoloji ile tepeyi aşarak geçerse.
- 4 . 4,9 + 283 = 302 ml
- 400 metrelik yolda sürtünme ve diğer dirençleri yenmek için ve yokuşu çıkmak için yakıt tüketecektir.İniş sırasında motor kompresyon halinde olacağından yakıt tüketimi olmayacaktır.
- **3. durum**
- (4 . 4,9 + 283) – (283 . 0,8) + 4 .4,9 = 95,8 ml
- 400 metrelik yolda sürtünme ve diğer dirençleri yenmek için ve yokuşu çıkmak için yakıt tüketecektir.İniş sırasında potansiyel enerji depolanacaktır fakat kayıplı bir mekanizma olacağından %80 verim faktörü ile çarpılmıştır.İniş sırasında hava ve diğer dirençlerin de hesaba katılması gerekli olduğundan 400 metrelik inişte tüketim değeri olarak hesaba katılmıştır.

3.7. Projenin Amacı

- Kara taşıtlarının frenleme sırasında havaya verilen ısı enerjisini faydalı bir potansiyele çevirerek tekrar kullanımını sağlayarak %30~40 enerji tasarrufu sağlamak
- Gerçek yakıt tüketimini ideal yakıt tüketimine mümkün olabildiğince yaklaştırmak

3.8. Akış Şeması



Şekil 3.4. Akış Şeması

4. YENİ SİSTEM TEMEL TASARIMI

Enerji geri kazanımı projesinin uygulanması için; ne tür bir sistemin tasarlanması gerektiği ve tasarlanacak sistemde kullanılacak ekipmanlar aşağıdaki bölümde incelenilmiştir.

4.1. Temelde Nasıl Bir Sistem

Tespit edilen,aracın kinetik enerjisinin veya konumundan dolayı aracın sahip olduğu potansiyel enerjinin frenleme sırasında ısı enerjisine dönüşerek havaya atılması yerine kullanılabilecek bir potansiyele çevrilip depolanabileceği, aracın ilk hareketinde bu depolanan enerjiden faydalanılabileceği düşüncesinin nasıl uygulanabileceği araştırılmaya başlanıldı. Bunun için de kritik öneme sahip bulunan kısım depolama hücresidir. Zira depolama yapacak elemanın minimum hacim, minimum ağırlıkta maksimum enerji depolaması gerekmektedir. Depolama birkaç şekilde yapılabilmektedir. Depolama çeşitleri ayrı ayrı incelenerek yöntem tespit edilmiştir.

4.2. Depolama Yöntemleri

4.2.1. Elektriksel

Günümüzde elektrikle çalışan arabaların yoğun şekilde görülmeseler de kullanılmaya başlandıklarını biliyoruz. Bu gibi araçlar ile bu eklenecek elektriksel depolama sistemi uygun olabilir. Fakat elektriksel depolamanın akülerle yapılacağından oldukça ağır ve hacim olarak büyük bir sistem olacak dolayısıyla araç ağırlığını oldukça artıracağı düşünülerek böyle bir sistem tercih edilmemiştir.

4.2.2. Mekanik

Enerji depolanması mekanik olarak bir yay düzeneğinin sıkıştırılması; tekrar hareket istenildiğinde ise yayın serbest bırakılarak sistemi hareket ettirmesi.

Fakat bu gibi bir sistemde çok yüksek çevrim oranları gerekecektir ve bu çevrim oranlarını sağlayabilmek için kullanılacak düzenekler (sonsuz dişli) gibi mekanizmaların verimleri oldukça düşük olduklarından ve konstrüksiyonun gerçekleştirilmesinde oluşacak zorluklardan dolayı tercih edilmemiştir.

4.2.3. Kimyasal

Tersinebilir bir reaksiyon ile kullandığımız yakıttan hareket elde edip, tam tersi olarak; vereceğimiz hareket ile egzost yapılmış yakıttan tekrar yakıt üretme gibi bir yöntem

düşünülmüş olup, bu tür bir sistem birkaç ana mühendislik dalının ortak çalışmasıyla birlikte yürütülecek kompleks bir sistem olacağından üzerinde fazla durulmamıştır.

4.2.4. Pnömatik

Havanın yüksek basınçta depolanması ile bir potansiyel güç elde edilmesidir. Bir kompresör vasıtasıyla sıkıştırılan hava yüksek basınca dayanıklı bir tankın içine sıkıştırmak vasıtasıyla daha sonra bu depolanan potansiyel enerjinin harekete dönüştürülmesi mümkün olabilir. Pnömatik olarak enerji depolanacak bir sistemde tekerlerden aldığı tahrik ile fren yapacak (basınçlı hava sağlayacak) mekanizma olarak bir kompresör kullanılması gereklidir. Fren yapılma esnasında devreye giren kompresör ürettiği basınçlı havayı, basınçlı hava deposuna gönderecek ve hareket eden araçta frenleme etkisi yapacaktır. Frenlemenin ardından basınçlı şekilde depoda bekleyen hava, hava motoruna gönderilerek hareket üretilmesi ve tekerlerin tahrik edilerek araç ilk hareketinin sağlanması şeklinde olacaktır.

Pnömatik depo olarak bir dalgıç tüpü kullanılabilir. Bu tüplerin 330 bar çalışma basınçları vardır. Fakat pnömatik olarak enerji üretecek (frenleme işlemini gerçekleştirecek) kaynak çok kademeli bir kompresör olmak zorundadır. Bu kompresörler ise oldukça pahalı ekipmanlardır, piyasada pek fazla bulunmazlar ve çok fazla türleri yoktur. Ayrıca pnömatik motorlar yüksek devirde çalışmalarına rağmen yüksek tork değerlerine sahip değillerdir. Tüm bu nedenlerden dolayı pnömatik depolama tercih edilmemiştir.

4.2.5. Hidrolik

Hidrolik akışkanın yüksek basınçta depolanarak bir potansiyel gücün elde edilmesidir. Bir hidrolik pompa vasıtasıyla basınçlandırılan hidrolik akışkan bir hidrolik akümülatörde depolanır. Daha sonra akümülatörde basınçlı şekilde depolanmış hidrolik akışkanın potansiyel enerjisinden faydalanarak hareket elde edilebilir.

Hidrolik olarak enerji depolayacak sistemde tekerlerden aldığı tahrik basınçlı hidrolik akışkan üretecek (frenleme yapacak) mekanizma olarak bir hidrolik pompa kullanılması gereklidir. Fren yapılma işlemi, devreye giren hidrolik pompanın ürettiki basınçlı akışkanı hidrolik akümülatöre göndermesi, dolayısıyla karşısında bir gücü yenmek zorunda kalması şeklinde şeklinde olacaktır. Frenlemenin ardından basınçlı şekilde hidrolik akümülatörde bekleyen akışkan, bir hidrolik motora gönderilerek hareket üretmesi ve tekerleklerin tahrik edilerek araç ilk hareketinin sağlanması şeklinde olacaktır.

Hidrolik depolama incelendiğinde görülmüştür ki hidrolik mekanizmalar ile çok büyük kuvvetler, çok büyük torklar elde edilebilmektedir. Ayrıca devir sayıları da kurulması

düşünülen sisteme kolayca adapte edilebilir seviyelerdedir. Bütün bunlara ek olarak hidrolik ekipmanların piyasada bulunmaları da oldukça kolaydır. Bu gibi avantajlarından dolayı KEGK projesi dizaynı için hidrolik sistem tercih edilmiştir.

4.3. Hidrolik Sistem Ekipmanları İncelenmesi

4.3.1. Hidrolik Akümülatörler

Devamlı olarak çalışan hidrolik akışkanda ısı yükselmeleri meydana gelir. Isısı yükselen hidrolik akışkanın akıcılığı artar. Basınç altında çalışan ve ısısı yükselen hidrolik sistemin elemanlarının bağlantı yerlerinden akışkan sızıntıları başlar. Bu da çalışma basıncının düşmesine dolayısıyla verimin düşmesine sebep olur. Bazen hidrolik pompa arıza yapabilir ve aniden durabilir. Böyle durumlarda sistemin aniden kontrol altına alınması gerekir. İşte bu ve benzeri olaylarda aniden devreye girecek sistemi besleyecek hidrolik enerjiye ihtiyaç vardır. Ayrıca sistemde meydana gelen sızıntıların meydana getirdiği basınç düşmelerinin sistem çalışırken devamlı olarak önlenebilmesi ve çalışma basıncının aynen muhafaza edilmesi gerekir. İşte böyle durumlarda da sistemi besleyecek hidrolik enerjiye ihtiyaç vardır. Bu ve benzeri durumlarda hidrolik sisteme gerekli olan hidrolik enerjiyi akümülatörler sağlar. Akümülatörler hidrolik enerjinin depo edildiği ve devamlı olarak sistemin çalışma basıncını kontrol eden ve belli seviyede kalmasını sağlayan hidrolik devre elemanlarıdır. Çok değişik çeşitte olanları vardır fakat hepsi de aynı işi yaparlar. Yapıları oldukça basittir.

4.3.2. Akümülatör Çeşitleri

Endüstride kullanılan akümülatörlerin hemen hepsi aynı prensibe göre çalışırlar fakat çeşitli tip ve ölçüde olanları vardır.

4.3.2.1. Ağırlıklı akümülatörler

Büyük güç altında çalışan hidrolik sistemlerde ve çalışma ortamının geniş olduğu yerlerde kullanılırlar. Hidrolik sistemlerde ilk önce kullanılmaya başlanılan akümülatör çeşitleridir. Bir üstü açık silindire doldurulan hidrolik akışkan üzerine ağırlık konularak dengelenir. Ağırlıklı akümülatörler hidrolik sistem çalışırken meydana gelen basınç düşmelerini sızıntıları ve diğer hidrolik senerji ihtiyacını üzerindeki ağırlığın etkisiyle sisteme hidrolik akışkan göndererek sağlarlar. Hidrolik devredeki basınçlı akışkan akümülatöre girerek üzerinde ağırlık bulunan pistonu yukarı iter ve basınçlı akışkanı depo eder. Devrede meydana gelebilecek ani basınç düşmelerine karşı depo edilen akışkan devreye girer.

4.3.2.2. Gazlı Akümülatörler

En çok kullanılan akümülatör çeşitleridir. Bu akümülatörlerde azot gazı kullanılır. Kapalı bir kapta bulunan gazların sıkıştırılabilme özelliklerinden faydalanılarak yapılmışlardır. Kapalı bir kaptaki gazı sıkıştıran hidrolik akışkan gazın sıkışması ile kendi basıncını artırır. Bu nedenle gerekli hallerde sisteme akışkan gönderir.

Gazlı akümülatörler diğerlerine göre daha ucuz ve uzun ömürlüdürler. Titreşimli ve darbeli çalışan hidrolik sistemlere çok elverişlidirler. Gazlı akümülatörleri yapıları bakımından üç kısma ayırabiliriz.

1-Diyaframlı akümülatörler

2-Balonlu akümülatörler

3-Pistonlu akümülatörler

4.3.2.3. Diyaframlı Akümülatörler

Kapalı bir silindir içine konulmuş bir diyaframın bir tarafı azot gazı ile doldurulur. Diğer tarafa dolan hidrolik akışkan diyaframı iterek azot gazını sıkıştırır ve akışkanın basıncı artar. En yüksek basınç oranı 1/10 dur. Azot gazı kullanılmasının nedeni, azot gazının sıkıştırıldığı zaman diğer gazlara göre daha az tehlikelidir.

4.3.2.4. Balonlu Akümülatörler

Bunlarda kapalı bir silindir kap içinde bulunan ve yumuşak deriden yapılmış balondan oluşur. Balonun içi azot gazı ile doldurulur. Gazların sıkıştırılması prensibine dayalı olarak çalışır. Akümülatöre giren akışkan gaz balonunu sıkıştırarak basıncı yükseltir. Akümülatörün çalışma basıncı ¼ kadar yükseltilebilir. Basıncı artan akümülatör gerekli durumlarda hidrolik sisteme akışkan göndererek çalışma basıncının düşmesini önler.

4.3.2.5. Pistonlu Akümülatörler

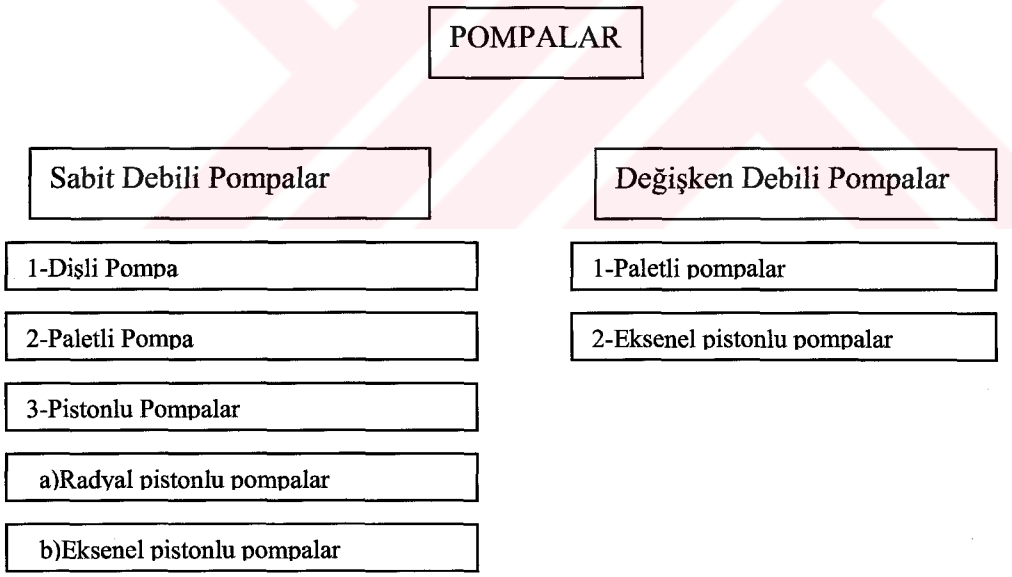
İçinde bir piston bulunan bir silindirden yapılmıştır. Pistonun bir tarafında azot gazı bulunur. Pistonun diğer tarafına giren basınçlı akışkan pistonu iterek azot gazını sıkıştırarak basıncını artırır. Sistemin en yüksek basınç oranı 1/10 dur. Hidrolik devrede herhangi bir basınç düşmesi meydana geldiği zaman akümülatör devreye basınçlı akışkan göndererek devreyi korur.

4.3.2.6. Yaylı Akümülatörler

Kapalı bir silindirin içindeki pistonun bir yüzeyinde belli bir itme kuvvetine sahip olan bir yay vardır. Silindirin diğer tarafına giren hidrolik akşkan, yayı iterek yay kuvvetinin piston alanına bölümü kadar basınca sahip olur. Akümülatör bu basınç sayesinde gerekli olduğu hallerde sisteme akışkan gönderir.

4.3.3. Hidrolik Pompalar

Hidrolik pompalar mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye çeviren hidrolik devre elemanlarıdır. Hidrolik pompalar bir elektrik motoru ile çalıştırılırlar. Emiş boruları vasıtasıyla hidrolik depodan yağı çekerek sisteme istenilen basınçta gönderirler. Hidrolik pompalar hidrostatik prensiplere göre çalışırlar. Bir sistem için gerekli olan pompa basabileceği en fazla yağ basıncı ve debisi ile belirtilir. Bütün hidrolik pompaların teknik özelliklerinde sisteme gönderebileceği en fazla yağ basıncı ve debisi belirtilir. Hidrolik sistemlerde kullanılan pompaları çalışma prensipleri ve yapılış şekline göre şöyle gruplandırabiliriz.



Şekil 4.1. Hidrolik pompa çeşitleri; (Demirtaş, 1997), Hidrolik ve Pnömatik, Şafak Matbaacılık, Ankara

4.3.3.1. Dişli Pompalar

Genellikle birbiri ile çalışan iki dişlinin bir kutu içinde yataklanması ve kutunun iki tarafına yağ giriş ve çıkış delikleri konulması suretiyle yapılmışlardır. 30-200 bar kapasitede basınçlı akışkan üretebilirler. Bu pompaların yapımlı, bakımı ve tamiri çok kolaydır. Fiyatları da diğer pompalara göre ucuzdur ve bu nedenle tercih edilirler. Eğer pompa dişlilerinin eksenler arası mesafesi hatalı ise veya dişliler zamanla yıpranmış ise pompanın verimi düşer. Dişli çarkların dişleri arasındaki boşluklar kadar yağ pompalarlar. Bu nedenle diş modülleri büyük olan dişliler pompa yapımında kullanılır. Dişli pompalar -25°C ile 80°C arasında çalışabilirler. Dişli pompaları şöyle gruplandırabiliriz.

a) içten dişli pompalar

b) dıştan dişli pompalar

4.3.3.2. İçten Dişli Pompalar

Biri diğerinin içinde dönen iki dişli çarktan meydana gelmiştir. Merkezdeki elektrik motoruna bağlı dişli dönünce etrafındaki büyük dişliyi döndürür. Bu şeklide bir taraftan depodan emilen yağ diğer taraftan sisteme pompalanır. İçten dişli pompaların değişik çeşitleri vardır.

4.3.3.3. İçten Eksantrik Dişli Pompalar

Düşük basınçlı ve yüksek debili hidrolik akışkanın gerekli olduğu yerlerde kullanılırlar. Birbiri içerisinde eksantrik şekilde iki dişliden oluşurlar. Elektrik motoruna bağlı olan içteki dişli çalıştığı zaman dişleri vasıtasıyla çevresindeki dişliyi çalıştırır, bu sayede hidrolik yağ emilmiş olur. İçteki ve dıştaki dişlilerin hızlarının farklı olması nedeniyle emilen yağ çıkış kısmından sisteme pompalanır.

4.3.3.4. Bir Dişli Pompada Debi Hesabı

Bir dişli pompanın 1 dk'da kaç litre yağ pompalayacağını bulmak için 2 diş boşluğunun 1 devirde taşıyabileceği yağ miktarı bulunur. Çünkü pompada iki dişli çark vardır. İki dişlinin birer dişlileri aynı anda dönmektedir. bulunan yağ miktarı diş sayısı ile çarpılur. Bulunan bu sonuç elektrik motorunun devir sayısı ile çarpılır.

n-d/d(Pompanın milinin devir sayısı veya elektrik motoru devir sayısı)

V_o-Bir dişin içine dolan yağ hacmi

V-Pompanın bir devirde bastığı yağ miktarı

Q-Debi

dt-Dişlinin bölüm dairesi çapı

Z-diş sayısı

m-diş geişliği

Düz dişlide dt = m.Z

Bir dişin hacmi V_o

$V_o = \Pi . dt . m . b / Z = cm^3$

Pompanın bir devirde pompaladığı yağ hacmi $V = 2. Z. V_o = cm^3$

4.3.3.5. Paletli Pompalar

Bir rotor etrafına yerleştirilmiş kanatların, rotorun kendi çapından büyük bir yatağa eksantrik olarak yerleştirilmesi suretiyle yapılmıştır. Dış gövde dökme demirden rotor ve paletler çelikten yapılmış olup paletler rotor üzerindeki yerlerine iyi hareket edebilecek şekilde alıştırılırlar. Rotor elektrik motoru sayesinde döndürülür, meydana gelen merkezkaç kuvvet ile paletler dışa doğru açılır ve bu arada depodan yağ emilir.

Rotor gövdeye eksantrik olarak yerleştirildiği için rotor dönerken paletler tekrar rotordaki yatakları içine çekilirler. Bu arada önündeki yağı istenilen basınç ve debide sisteme pompalamış olurlar.

4.3.3.6. Pistonlu Pompalar

Adından da anlaşıldığı gibi pistonun bir silindir içindeki hareketi asnasında emme-basma yapması prensibine göre çalışırlar. Debilerinin ayarlanabilir olması ve çok büyük değerde basınçlı akışkan elde edebilmeleri kullanma alanlarını artırmıştır. Pistonlu pompalar iki çeşittir.

a) Eksenel pistonlu pompalar

b) Radyal pistonlu pompalar.

4.3.3.7. Eksenel Pistonlu Pompalar

Çok değişik kapasitede olanları vardır. 1200 bar'a kadar değişebilen basınçta akışkan üretebilenleri vardır. Hacimleri de diğer pompalara göre daha büyüktür ve diğerlerine göre daha gürültülü çalışırlar. Pistonların kurs boyunun büyültülüp küçültülebilmesi pompanın debisinin ayarlanabilmesini sağlar.

4.3.3.8. Radyal Pistonlu Pompalar

Pistonlar eksantrik olarak dönen bir mil etrafına yerleştirilmişlerdir. Pistonlar eksantrik milin eksen kaçıklığı kadar kurs boyuna sahiptirler. Milin eksen kaçıklığı artırılarak veya azaltılarak pompanın debisi ayarlanabilir.

4.3.3.9. Pompa Seçiminde Dikkat Edilecek Hususlar

Bir hidrolik sistem için bir pompa seçmeden önce sistem için gerekli olan akışkanın debisi ve gerekli olan basınç hesaplanmalıdır. Daha sonra pompa seçerken aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir. Pompa:

1) sistem için gerekli olan özellikleri taşımalıdır
2) az gürültü ile çalışmalıdır
3) Verimi yüksek olmalıdır
4) Gücü istenilen ölçülerde olmalıdır
5) İstenilen devirde titreşimsiz çalışabilmelidir
6) Sisteme monte edilmesi kolay ve çabuk yapılabilmelidir
7) Çalışma esnasında çabuk ısınmamalıdır
8) Bakım onarımı kolay olmalıdır
9) Ekonomik olmalıdır

4.3.3.10. Pompaların Çalışma Prensibi

Hidrolik pompalar elektrik motorundan aldıkları mekanik enerji ile hacim büyümesi-hacim küçülmesi prensibine göre çalışırlar. Hacim büyümesi esnasında hidrolik yağ deposundan yağı emerek hacim küçülmesi yaparak hidrolik yağı sisteme gönderirler. Bir pompanın litre cinsinden 1 dakikada hidrolik sisteme göndermiş olduğu yağ miktarına pompanın debisi denir. Pompa çalıştırılmadan önce sisteme iyi monte edilmelidir. Pompa dönüş yönü ile elektrik motorunun dönüş yönü birbirine uygun olmalıdır. Eğer pompa dönüş yönü ters ise sistemden yağ emecek ve yap deposuna yağ basacaktır. Bu da sistemde çeşitli aksamalara, sistemin ve hidrolik pompanın tahrib olmasına neden olur. Ayrıca pompa çalıştırılmadan önce basınç hattından pompa içine 1 litre kadar yağ dökerek pompanın yağlanması gerekir. Bu

yağlama; sistem ve hidrolik yağ için zararlı olan sisteme hava kaçması olayını önleyeceği gibi pompanın iyi çalışmasını da sağlayacaktır.

4.3.3.11. Pompalarda Verimlilik

Bütün hidrolik pompalar birbirleri üzerinde hareket eden parçalardan oluşmuştur. Bu nedenle elektrik motorundan alınan gücün tamamı pompalarda emme-basma olayında kullanılmaz. Bu gücün bir kısmı hareketli parçalar arasındaki sürtünme kuvvetini yenmeye harcanır. Pompanın hareketli parçalarının iyi yapılmış ve alıştırılmış olması pompanın verimliliğini artıracaktır. Genellikle pompalarda verimlilik %70 ile %98 arasında değişir. Ayrıca bir pompanın verimli sayılabilmesi için özelliklerini kaybetmeden uzun ömürlü olmasına ve hidrolik deposu ile pompa girişi arasında en az basınç düşmesini sağlayacak özelliğe sahip olmalıdır.

4.3.3.12. Pompa ve Akışkan Uyumu

Pompadan istenilen verimin elde edilmesi sistemde kullanılan hidrolik yağa bağlıdır. Eğer yağın viskozitesi istenilen özellikleri taşımıyorsa pompanın verimi düşecektir. Bir pompa için gerekli olan yağda aranılacak özellikleri şöyle sıralayabiliriz.

1- Viskozitesi istenilen nitelikte olmalıdır.

2- Yeterli miktarda film dayanıklılığına sahip olmalıdır.

3- Pompa içinde meydana gelebilecek pas ve oksitlenmeyi önleyebilmelidir.

4- Sistem için ve pompa için gerekli soğumayı sağlayabilmelidir.

5- Güç iletebilecek özellikte olmalıdır.

6- Basınca dayanıklı olmalı ve uzun süre özelliklerini kaybetmeden aynı şekilde kararlılığını koruyabilmelidir.

4.3.3.13. İş Koşulları ve Pompa

Hidrolik sistemlerin kalbi sayılan pompa sistemlerinden istenilen verimin elde edilebilmesi için iyi seçilmelidir. Bir hidrolik pompa hidrolik sistemin çalışma şartlarına dayanıklı ve yeterli olmalıdır.

Hidrolik sistem içindeki sıkıştırılmış hidrolik yağ daima ani ve aşırı yüklemeler altında kalabilir. Çeşitli şekillerde basınç düşmeleri veya yükselmeleri meydana gelebilir. Bu gibi durumlarda pompalar aşırı yüklenmelerin ve ani dirençlerin etkisi altında kalabilirler. Pompalar bu tür dirençlere dayanıklı olmalıdır. Pompalarda aranan diğer bir özellikte gürültüsüz ve titreşimsiz çalışmadır. Aşırı titreşimli çalışan bir pompa sıkıştırılmış akışkan

içinde hava kabarcıkları ve sistemdeki bağlantı yerlerinde oynamalar meydana getirir. Bu da boru ve rekorlarda yağ sızıntıları meydana gelmesine yol açar ki istenmeyen bir durumdur. Pompalar küçük boyutlu, bakım ve onarımı kolay yapılır olmalıdır.

4.3.4. Hidrolik Motorlar

Hidrolik sistemlerde kullanılan ve dairesel hareket üreten alıcılara hidrolik motorlar denir. Hidrolik pompalar ile aynı prensibe göre çalışırlar. Çeşitleri ve yapılış biçimleri aynıdır. Hidrolik motorlar ve hidrolik pompaları birbirinden ayırmak için sembolik resimlerde biraz değişiklik yapılmıştır. Aşağıda bir hidrolik motor ile hidrolik pompanın sembolik resimleri görülmektedir.

4.3.5. Hidrolik Valfler

Hidrolik sistemlerde akışkanın önünü açmaya ve kapatmaya, akışkanın basıncını, yönünü ve akışını kontrol etmeye yarayan hidrolik devre elemanlarına valf denir.

Endüstriyel alanlarda kullanılan hidrolik sistemlerde her türlü ihtiyacı karşılayacak şekilde valf geliştirilmiştir. Valflerin kontrol ve kumanda ediliş sistemlerinin geliştirilmesi sayesinde uzaktan kontrol edilebilen ve programlanmak suretiyle çalıştırılan hidrolik sistemler elde edilmiştir. Endüstriyel alanlarda kullanılan hidrolik robotlar, uçak endüstrisinde kullanılan bazı hidrolik sistemler bunlara örnek olarak gösterilebilir.

4.3.5.1. Valflerin Görevleri

Valfler hidrolik sistemde kullanılan akışkanın istenilen özellik ve nitelikte hidrolik alıcılara gönderirler. Bu da hidrolik enerjinin mekanik enerjiye istenilen şekilde dönüşmesini sağlar. Ayrıca valfler elde edilen hareket ve kuvvetin şeklini ve miktarını ayarlamaya yararlar. Hidrolik sistemlerde kullanılan valflerin görevlerini kısaca şöyle özetleyebiliriz.

1-Hidrolik akışkanın basıncını kontrol etmek

2-Hidrolik akışkanın akışını (hızını) kontrol etmek

3-Hidrolik akışkanın yönünün kontrol etmek

4-Görevini bitiren akışkanı depoya göndermek

5-Sisteme gitmesi istenilmeyen akışkanı bekletmek (depoya göndermek)

6-Hidrolik alıcıların hızını kontrol etmek

Hidrolik akışkanın yolunu açıp-kapatmak

4.3.5.2. Valf Çeşitleri

Hidrolik sistemlerde kullanılan valflerin yaptıkları işe göre şöyle gruplandırabiliriz.

1-Çek valfler

2-Yön kontrol valfleri

3-Basınç kontrol valfleri

4-Akış (hız) kontrol valfleri

4.3.5.3. Çek Valfler

Çek valfler hidrolik akışkana tek yönde geçit veren hidrolik devre elemanlarıdır. Çek valfler kullanıldığı yere göre akışkana bir yönde geçit verirler. Akışkan aynı hattan dönüş yapamaz. Çek valflerin yapıları basit ve sadedir. Çek valfler içerisine yay koymak suretiyle belirli bir basınçtaki akışkana geçit verme sağlanabilir.

Ok yönünde çek valfe giren akışkan valfin hareketli parçasını iter. Hareketli parçayı iten yay gücünü aşan akışkan basıncı valfin açılmasını sağlar ve akışkan akış yönünde sisteme gider. Eğer akışkan çek valfe ters yönde girecek olursa yayın ve basınçlı akışkanın etkisiyle hareketli parça akışkanın yolunu kapatır ve akışkan valften geçemez.

Çek valfleri şöyle gruplandırabiliriz.

1-Basit çek valfler

2-Ön uyarılı çek valfler

Her iki çeşit valf de sistem olarak aynıdır. Ancak ön uyarılı çek valfler istenildiği zaman kapama yönünde de açılabilme ve akışkana geçit verme özelliğine sahiptir. Bu nedenle büyük basınç altında çalışan devrelerin sızdırmazlığının sağlanmasında ve devrede de herhangi bir bağlantının kopması halinde yük düşmelerini önlemek için kullnılır.

4.3.5.4. Yön Kontrol Valfleri

Hidrolik alıcılar hidrolik enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürürler. Hidrolik silindirler ve hidrolik motorlar birer hidrolik alıcı olup silindirler doğrusal, motorlar dairesel (açısal) hareket üretirler. Hidrolik silindirlerin doğrusal hareketini ileri-geri hareket olarak yorumlayabiliriz. Hidrolik motorların hareketlerini de sağa-sola hareket olarak söyleyebiliriz. Bir hidrolik sistemdeki alıcının hareketini ileri-geri veya sağa-sola olarak yapabilmesi veya

istediğimiz anda yön değiştirmesi veya durdurması işini yön kontrol valfleri sayesinde yaparız. Yön kontrol valfleri alıcıya giden akışkanın yönünü istediğimiz gibi kontrol edebilir ve istenilen yerde bekletebilir.

Yön kontrol valflerini yapılış biçimlerine göre iki kısıma ayırabiliriz.

1-Sürgülü yön kontrol valfleri

2-Dönerli yön kontrol valfleri

Her iki çeşit valf hidrolik sistemlerde sıkça kullanılmaktadır. Yapılış biçimleri farklı olmasına rağmen eğer her iki valf de aynı yol ve konum sayısına sahipse sembolik resimleri aynıdır. Sürgülü yön kontrol valfinin konum değiştirilmesi sürgünün ileri-geri hareketi ile sağlanır. Dönerli yön kontrol valfinin konum değiştirmesi ise çek valf içindeki döner parçanın (rotor) döndürülmesi sayesinde olur.

Pompadan gelen akışkan 4/3 yön kontrol valfi (a) konumundayken valften geçerek girer ve piston ileriye (+) hareket eder. Valf orta (o) konumundayken piston olduğu yerde durur çünkü valfe giren akışkan tekrar depoya döner. Valf (b) konumuna getirilirse silindire diğer tarafından giren akışkan pistonu geriye (-) hareket ettirir.

4.3.5.5. Yön Kontrol Valflerinde Yol ve Konum

Bir yön kontrol valfine bağlantı sayısına yol denir. Eğer pompadan gelen akışkan silindire giderek silindiri ileriye (+) hareket ettiriyorsa ve silindirden çıkan akışkan valften geçerek depoya dönüyorsa bu valfe dört bağlantı yapılmıştır. Öyleyse bu yön kontrol valfindeki bağlantılarda değişiklik yapmadan valfin sürgüsü veya döner parçası ile yapılan bir değişiklikle akışkanın dolayısıyla alıcıların (silindir, hidrolik motor) yönü değiştirilmesi veya durdurulması olayına valfte konum değiştirme denir. Bir yön kontrol valfi önce yol sayısı daha sonra da konum sayısı ile söylenir. Her iki ifade arasında bölüm çizgisi konur. Örneğin 4/2 yön kontrol valfi denildiği zaman dört yollu iki konumlu yön kontrol valfi anlaşılır.

4.3.5.6. Yön Kontrol Valfi Söylenişi

Yön kontrol valfleri söylenirken öncelik sırasına göre: 1)Yol sayısı, 2)Konum sayısı, 3)Valfe kumanda ediliş şekli, 4)Valfin yapılış biçimi dikkate alınarak ifade edilir.

Valflere yapılan bağlantılar harf veya numaralandırma ile belirtilir. Harflendirme yapılacaksa pompadan gelen yol (P), depoya (tanka) giden yol (T), alıcılara giden ve gelen yollar ise (A,B) gibi harflerle ifade edilir. Valfe kumanda eden sinyal girişleri de X,Y ile belirtilir. Eğer numaralandırma yapılacaksa pompa (1), depo (3) tekli sayılarla alıcılara giden bağlantılar 2, 4

gibi çiftli sayılarla belirtilir. Sinyal bağlantıları ise hangi sinyalin valfi hangi konuma getirdiği ve girişten hangi çıkış elde edildiğini gösteren 12, 14 gibi sayılarla ifade edilir.

Pompadan (P) gelen akışkan A çıkışından silindire, silindirden gelen akışkan (B)'den geçerek depoya (tanka) gidiyor. Bu konumu X sinyali sağlıyor. Numaralandırmada ise pompadan (1) gelen akışkan (2) numaralı çıkıştan silindire, silindirden gelen akışkan (4)'den geçip (3) numaralı yoldan depoya (tanka) gidiyor valfteki bu konumu 12 sinyali sağlıyor. Eğer valfe 14 sinyali gelirse pompadan gelen (1) akışkan (4) numaralı yoldan geçecek ve silindir birinci konuma göre ters hareketini yapacaktır.

4.3.5.7. Yön Kontrol Valflerinin Çeşitleri

Hidrolik sistemlerde kullanılan yön kontrol valflerini söyle gruplandırabiliriz.

1-Yapılış biçimlerine göre valfler

2-Yol ve konumlarına göre valfler

3-Kumanda ediliş şekline göre valfler

Hidrolik sistemde kullanılan bütün valfler kullanılmaya hazır durumdayken iki halde bulunurlar.

1-Normalde açık valfler

2-Normalde kapalı valfler

4.3.5.8. Normalde Açık Valfler

Hidrolik pompadan gelen akışkan valfin girişinden girip çıkış yolundan geçerek sisteme gidiyorsa böyle valflere normalde açık valfler denir.

4.3.5.9. Normalde Kapalı Valfler

Hidrolik pompadan gelip valfe giren akışkan valften geçemiyorsa böyle valflere normalde kapalı valfler denir. Normlade kapalı valflerden çıkış elde edebilmek için valfin kumada koluna veya düğmesine (butonuna) basarak valfte konum değiştirme yapılır. Böylece valfin çıkışından akışkan elde edilir.

4.3.5.10. Yol Konumlarına Göre Yön Kontrol Valfleri

2/2 Valfler: İki yollu iki konumlu valfler olarak adlandırılır. Bu valflerde iki konum vardır. Her konumda bir giriş ve bir çıkış olmak üzere iki yol mevcuttur. Bu valfler normalde açık veya normalde kapalı olarak bulunabilir. Genellikle açma ve kapama işlerinde kullanılır.

3/2 Valfler: Üç yollu iki konumlu valfler olarak adlandırılır. Valfin herhangi bir konumda üç yolu vardır ve üç bağlantı yapılır. 3/2 valfler normalde açık ve normalde kapalı durumda bulunabilir. Genellikle tek etkili silindirlerin kontrolünde ve açma-kapama valfi olarak da kullnılırlar. Valfe kumanda mekanik, hidrolik, pnömatik, elektromanyetik olarak yapılabilir. Endüstriyel alanlarda elle kumandalı yaylı geri dönüşlü 3/2 valfler çok kullanılmaktadır.

4/2 Valfler: Dört yollu iki konumlu valfler olarak adlandırılırlar. Valf herhangi bir konumda iken valfe dört bağlantı yapılır. 4/2 valfler çift etkili silindirlerin veya hidrolik motorların kontrolünde kullanılırlar. Sürgülü ve dönerli olarak yapılırlar. Sürgülü 4/2 valfler daha çok kullanılmaktadır. Valfin kumanda şekli değişik metodlarla yapılabilir. Endüstriyel alanşarda mekanik, elektromagnetik kumadalı valfler çok fazla kullanılmaktadır. Valf her konumda normale açıktır.

3/3 Valfler: Üç yollu üç konumlu valfler olarak adlandırılırlar. 3/2 valflerde olduğu gibi valfin bir konumunda valfe üç bağlantı yapılır. Üç konumlu valflerin hepsinde 1. konum, orta konum ve 2. konum olmak üzere üç konum mevcuttur. Bu nedenle üç konumlu valfler üç ayrı fonksiyonu yerine getirirler. Üç konumlu valflerin merkez konumu (0 konumu) değişik amaçlar için yapılmıştır. Orta konum çeşitleri ve faydaları ileride açıklanacaktır.

4.3.5.11. Üç Konumlu Valflerin Orta Konum Çeşitleri

Üç konumlu valflerde değişik tipte orta konumlar vardır. Orta konumların değişik tipte olması üç konumlu valflerşn değişik amaçlarda kullanılmasını sağlanmıştır. Üç konumlu valfler orta konumdayken aşağıdaki faydaları sağlarlar.

1-Hidrolik alıcıları istediğimiz yerde durdurabiliriz

2-Hidrolik alıcılardan çıkan akışkan tanka gitmeden tekrar alıcıya gönderilerek enerji tasarrufu meydana getirir.

3-Hidrolik alıcılara vuruntusuz geri dönüş hareketi yaptırır.

4-Hidrolik alıcılar bekletilirken akışkanın depoya geri dönüşü sağlanarak devre elemanları korunur.

Üç konumlu valflerde orta konuma 'nötr konum' veya 'merkez konum' denir. Üç konumlu valflerde merkez konum durumlarını şöyle sıralayabiliriz.

1-Açık Merkez Konumu:

Valf orta konumda iken silindirden dönen (B) ve hidrolik depoya giden akışkanın bir kısmı pompadan gelip silindire gidecek olan yola karışarak kısa yoldan tekrar silindire gönderilir. Aynı anda pompadan gelip silindire giden akışkanın bir kısmı da tekrar depoya döner. Bu da bize silindirin veya hidrolik motorun kendi kendine hareketini sağlar. Ayrıca silindirin veya hidrolik motorun yön değiştirmesi titreşimsiz olur.

2-Kapalı Merkez Konumu:

Valf orta konumdayken hidrolik pompa çalıştığı halde silindiri veya hidrolik motor istenilen yerde istenilen zaman kadar bekletilir. Başka bir deyişle piston kolunu boysal olarak ve hidrolik motoru açısal olarak istediğimiz anda durdurup bekletebiliriz. Bu esnada hidrolik pompa çalıştığı için basınç hattında akışkan basıncı yükselir ve akışkan emniyet valfinden tekrar depoya döner.

3-Geri Dönüş Merkez Konumu(U Konumu):

Burada valf orta konumdayken silindiri veya hidrolik motoru istediğimiz yerde bekletebiliriz ve pompadan gelen akışkan da tanka geri döner. Ayrıca valf orta konumdayken silindiri istediğimiz kadar bekletirken pompadan gelip tanka geri dönüş yapacak olan akışkanı başka bir silindire bağlayıp ikinci silindiri çalıştırabiliriz.

4-H Merkez Konumu:

Bu konumda pompadan gelen akışkanın bir kısmı alıcıya giderken diğer kısmı tanka geri döner. Böylece alıcılar gereğinden fazla basınçtan korunur.

5-Y Merkezli Konumu:

Böyle merkez konumda pompadan gelen akışkan alıcıların iki tarafına da aynı anda girerek alıcıları istenilen yerde bekletir.

4/3 Valfler:

Dört yollu 3 konumlu valfler olarak adlandırılırlar. Çift etkili silindirlerin ve hidrolik motorların kontrol edilmesinde kullanılırlar. Değişik merkez konumuna sahip olanları mevcuttur. Dairesel ve sürgülü tipte yapılanlar daha çok kullanılır.

Valf birinci konumda iken pompadan gelen akışkan (P), A çıkış yolundan geçerek silindire gider. Silindirden gelen akışkan (B) depoya (T) (tanka) gider. Orta konumda bütün yollar kapalı olduğundan valf hiçbir yola geçiş vermez. İkinci konumda pompalar pompadan gelen

akışkan (P), B çıkış yolundan geçerek silindire gider ve pistonu ters yöne hareket ettirir. Silindirden çıkan akışkan A yolundan geçerek depoya (T) döner.

4.3.5.12. Yön Kontrol Valflerinin Kumanda Şekilleri

Hidrolik sistemlerde kullanılan yön kontrol valflerine çeşitli metodlarla kumada etmek mümkündür. Yön kontrol valflerine kumanda etme metodları çok geliştirilmiştir. Bu nedenle valflerin kumandası programlanabilir duruma getirilmiştir. Hatta son zamanlarda elektronik kumada sistemleri sayesinde çalışabilen ve yön değiştiren valfler yapılmaya çalışılmaktadır. Böylece yön kontrol valflerinin kablosuz olarak programlanabilir bir şekilde uzaktan kumandası mümkün olabilecektir.

5. SİSTEM TASARIMI

Amaç belirlenmesi ve belirlenen amacı gerçekleştirmeye uygun depolama yönteminin belirlenmesinin ardından, sıra bu depolamayı ve tekrar hareket üretebilmeyi gerçekleştirebilecek sistem tasarımındadır. Bu bölümde sistem tasarımı gerçekleştirilecektir.

Başlangıçta oluşturulacak sistemin mevcut araçları halihazırda hareket ettiren sistemlere ek bir sistem olarak tasarlanmıştır. Bu yeni tasarım geliştirilerek yeni tasarımlar daha sonraki bölümlerde açıklanacaktır.

Sistem tasarımı aşamasında mevcut araçların hareket şekilleri incelenmiş olup aşağıdaki hareket şekilleri tespit edilmiştir.

Hareket Koşulları:

- Durma hali
- Aracın hızı var, boş konumda ilerliyor
- Aracın hızı var, boş konumda geri gidiyor
- Araç fren yapıyor (ileri yönlü hareket)
- Araç fren yapıyor (geri yönlü hareket)
- Araç hızlanıyor (ileri yönde)
- Araç hızlanıyor (geri yönde)

Yeni sistem tasarımını yaparken bu hareket koşulları gözönünde bulundurulmalı ve sistem bu şartlarda çalışabilmelidir. Aksi takdirde sıkıntılarla karşılaşılacaktır.

Bu hareket koşullarından hareketle tahriki tekerlerden gelen mile bağlanacak hem hidromotor, hem de hidropompa olarak görev yapabilecek ve değişken debili olma özelliğine sahip bir eleman kullanılması düşünülmüştür. Fakat hem bu elemanların çalışma verimi düşüklüğü, hem de fiyatlarının oldukça pahalı olması sebebi ile bundan vazgeçilmiştir.

Bu uygulama yerine tahrik aksına ayrı ayrı frenleme için bir pompa ve hareketlendirme için de bir hidromotor bağlanmasına karar verilmiştir.

Yeni tasarlanan sistemde frenleme esnasında akümülatörde depolanacak hidrolik sıvı miktarı arttıkça hidropompanın yenmesi gerektiği karşı basınç artacağından, frenleme sırasında hidropompayı çevirebilmek için gerekli döndürme momenti artma eğiliminde olacaktır. Bu durumun üstesinden gelinmesi için sistemde değişken debili hidropompa kullanılması

gerekmektedir. Fakat deney amaçlı düzenek oluşturulacağından fiyatı oldukça pahalı olan bu pompa yerine sabit debili pompa tercih edilmiştir. Sabit debili pompa kullanılmasının dezavanajı, akümülatörde biriken hidrolik sıvı seviyesi düşük olduğunda frenleme kabiliyeti düşük, akümülatörde biriken hidrolik seviyesi yüksek olduğunda ise frenleme kabiliyeti daha yüksek olacaktır.

Benzer olay akümülatörde biriken basınçlı yağı kullanarak tahrik üreten hidromotorda da söz konusudur. Hidromotora giren yağ basıncı ne kadar yüksek olursa üreteceği döndürme momenti de o kadar yüksek değerde olacaktır. Akümülatör yağ seviyesi yüksek olduğu konumda, akümülatördeki basınç da yüksek olacaktır. Değişken debili bir hidromotor kullanıldığında, hidromotorun üretmesi gerektiği döndürme momenti hidromotorun yapacağı ayarlamalar ile düşük hidrolik sıvı tüketimi ile elde edilecektir. Fakat aynı konumda sabit debili hidromotor kullanılması halinde ise hidromotorun kullanacağı debi ayarlanamadığı için akümülatörden gelen hidrolik sıvı her koşulda eşit debide kullanılacak, böylelikle basınçlı hidrolik sıvı sarfiyatı yüksek seviyede gerçekleşecektir. Yani, gerekmeyen koşullarda çok yüksek döndürme momentleri üretilerek aktarma yapılacaktır. Bu da, aracın çok daha fazla yol alma veya hızlanma şansı var iken daha az hızlanması veya yol alması anlamına gelmektedir.(Konvansiyonel araçların tek vitesli olması ile benzer bir durum)

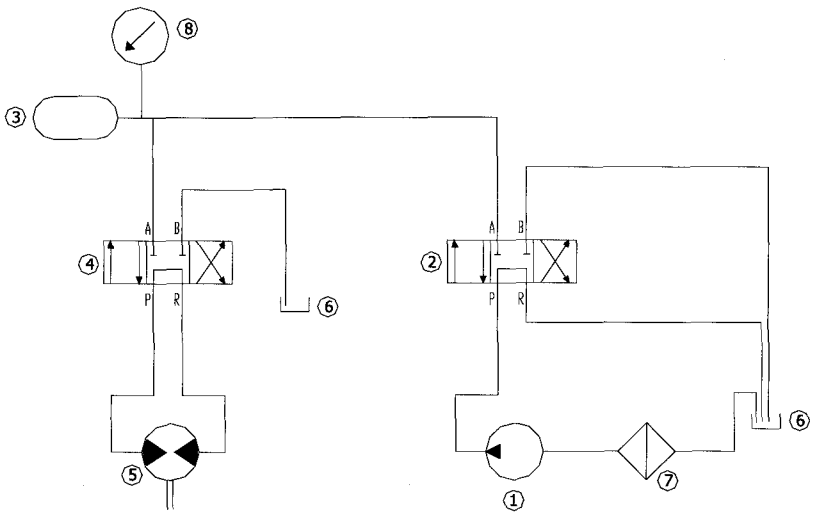
Uygulanacak deney düzeneğinde değişken debili değil, dezavantajlarının farkında olmakla birlikte sabit debili motor ve pompa kullanılmıştır.

5.1. Hidrolik Sistem

5.1.1. Sistem Çalışma Prensibi

Aşağıdaki şematik çizimde görülen, aracın hareketinden dolayı sahip olduğu kinetik veya konumundan dolayı sahip olduğu potansiyel enerjiyi depolayacak sistem görülmektedir.

Sistem şu şekilde oluşturulmuştur. Hareket halindeki araç yol alırken tekerlerin dönme hareketine bağlı olan arka aks hidrolik pompayı tahrik etmektedir. Hidrolik pompa yağ tankından emdiği yağı tekrar yağ tankına basmaktadır. Hidrolik pompanın bastığı yağı karşısında bir basınç bulunmadığından, yüksek tork gereksinmeyecektir ve system enerji tüketimi çok az, minimum seviyede olacaktır. Aynı aksı tahrik eden (ve tahrik alan) hidromotor ise sistemde kapalı çevrim olarak hidrolik sıvıyı çevireceğinden enerji tüketimi en az, minimum seviyede olacaktır. (Araç boş viteste hareket etmesi hali)



Şekil 5.1. Deney düzeneği hidrolik sistemi şematik resmi

1 : Hidrolik Pompa

2 : 3/3 Yön Denetim Valfi (Pompanın kontrol edilmesinde)

3 : Akümülatör

4 : 3/3 Yön Denetim Valfi (Hidromotorun kontrol edilmesinde)

5 : Hidrolik Motor

6 : Yağ Tankı

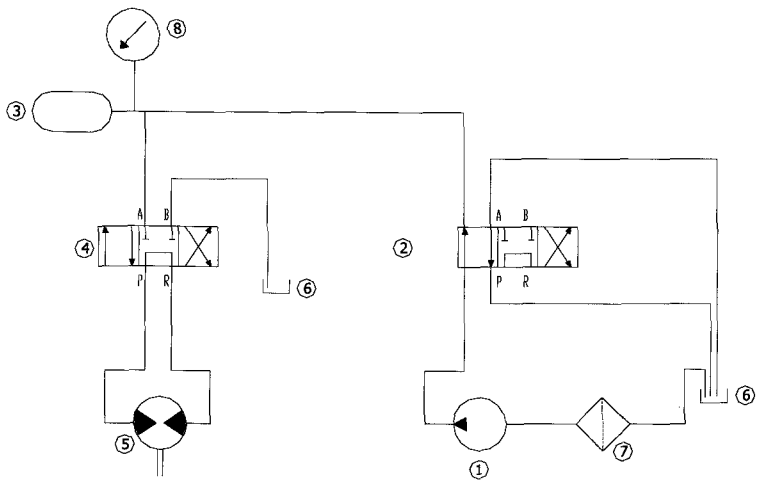
7 : Yağ Filtresi

8 : Basıç Göstergesi

5.1.2. Aracın Fren Yapması Hali

Aracın fren yapması hali 2 Numaralı eleman 3/3 yön denetim valfinin aşağıdaki konuma getirilmesi ile hidrolik pompa alacağı tahrik ile tanktan emeceği yağı akümülatöre depolayacaktır ve hidromotorun bu konumda karşısında yenmesi gerektiği bir karşı basınç olduğundan gereksinim duyduğu tork miktarında ciddi artış meydana gelecektir. Bu da arka aksa frenleme etkisi olarak tesir edecektir. Sistem frenleme yaparken basınçlı bir şekilde hidrolik yağı da akümülatöre depolayacak ve böylelikle enerji depolanması sağlanacaktır.

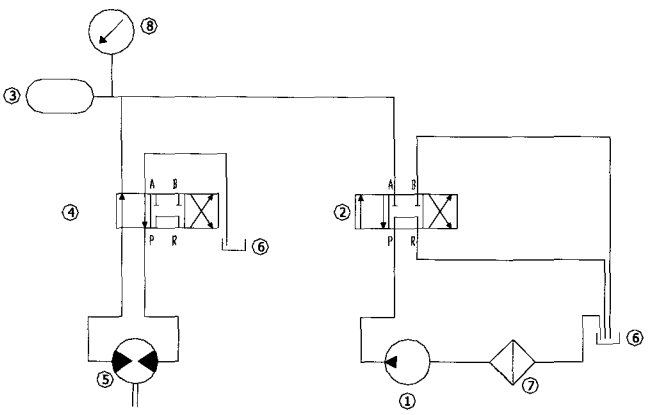
Araç yavaşlayacak ve belirli bir süre sonra duracaktır. Akümülatördeki basıncın yükseldiği 8 numaralı eleman ile gözlemlenebilir.



Şekil 5.2. Araç fren yapması (enerji depolama esnasında) halinde hidrolik sistemin bulunacağı konum

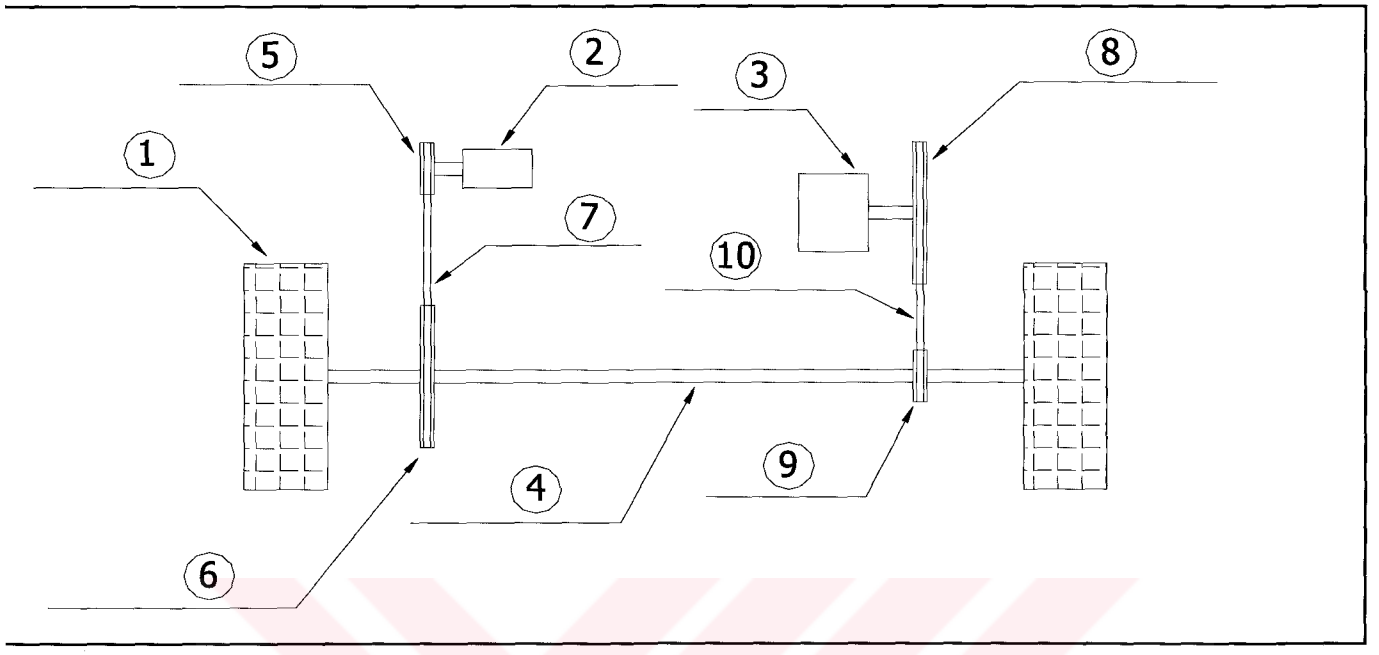
5.1.3. Aracın Tekrar Hareket Ettirilmesi Hali

Akümülatörde depolanan basınçlı yağ 4 numaralı ekipman 3/3 yön denetim valfinin aşağıdaki şekilde gösterildiği konuma getirilmesi ile, akümülatörde basınçlı şekilde depolanmış yağın hidrolik motor milini döndürmesi ile arka aksı tahrik edilmeye başlayacak ve araç hareket edecektir.



Şekil 5.3. Araç tekrar hareket ettirilmesi halinde hidrolik sistemin bulunacağı konum

5.2. Temel Mekanik Sistem



Şekil 5.4. Araç arka aksı ve tahrik sistemi

1 : Arka Tekerlek

2 : Hidrolik Motor

3 : Hidrolik Pompa

4 : Arka Aks

5 : Kasnak (Hidrolik Motor)

6 : Kasnak (Arka Aks)

7 : Kayış

8 : Kasnak (Hidrolik Pompa)

9 : Kasnak (Arka Aks)

10 : Kayış

Yukarıdaki çizimde görüldüğü şekilde oluşturulan temel mekanik sistem, hidrolik sistem ile tahrik edilmektedir. Aktarma, kayış kasnak mekanizmaları ile gerçekleştirilmektedir. Tahrik ve frenleme, iki arka tekerleği birleştiren aksın kayış kasnak düzenekleri ile pompa ve motora bağlantılarıyla oluşturulacaktır.

5.3. Hesaplamalar ve Yapılan Seçimler

Oluşturulan Deney Düzeneği malzemeleri büyük bir çoğunluğu kullanılmış veya hurdalıklardan tedarik edildiğinden ötürü, katalog değerlerine ulaşılması mümkün olmadığından çeşitli kabuller yapılarak hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan malzeme seçimlerinde kimi zaman deneme yanılma metodu uygulanmıştır.

Araç ağırlığı 300 kg olarak öngörülmüştür.

5.3.1. Tekerlek ve Yol Arasındaki Sürtünme Kuvveti Hesaplanması:

Hidrolik motor ve pompanın seçilmesinde gerekli döndürme momentlerinin bulunabilmesi için tekerlek ve yol arasındaki sürtünme kuvveti gereklidir.

Tedarik edilen tekerlekler ile ilgili yeterli bilgi bulunamadığından karşılaştırmalı tahmin yöntemi ile tekerin yola iletebileceği kuvvet aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

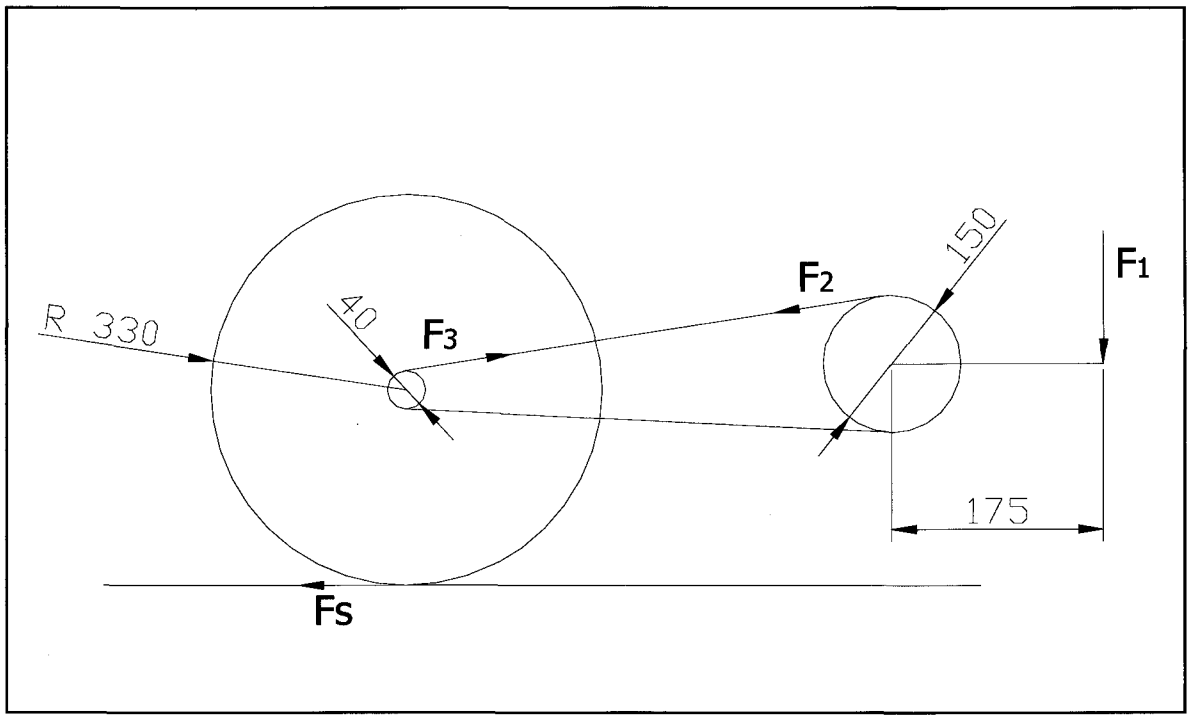
Bu hesaplamanın yapılabilmesi için kullanılması düşünülen tekerlekten yanak genişliği daha dar bir dağ bisikleti örnek alınmıştır. Bu bisiklet ile ilgili bilgiler şu şekildedir.

Pedal Boyu : 175 mm

Teker DışYarı Çapı : 330 mm

Ön Büyük Çark Çapı : 150 mm

Arka Küçük Çark Çapı : 40 mm



Şekil 5.5. Tekerlek ve yol arasındaki sürtünme kuvvetinin hesaplanması değerleri

Yol ile lastik arasında patinaj gerçekleştirilmeden iletilebilecek kuvvetin hesaplanmasında, 120 kg'lık bir insanın tüm ağırlığını tek bir pedala vereceği durum göz önüne alınmıştır.

$F_1 = 120 . 9,81 = 1177,2$ (kg m / s^2)

$F_2 = F_3 = (F_1 . 0,175) / 0,075 = (120 . 9,81 . 0,175) / 0,075 = 2746,8$ N

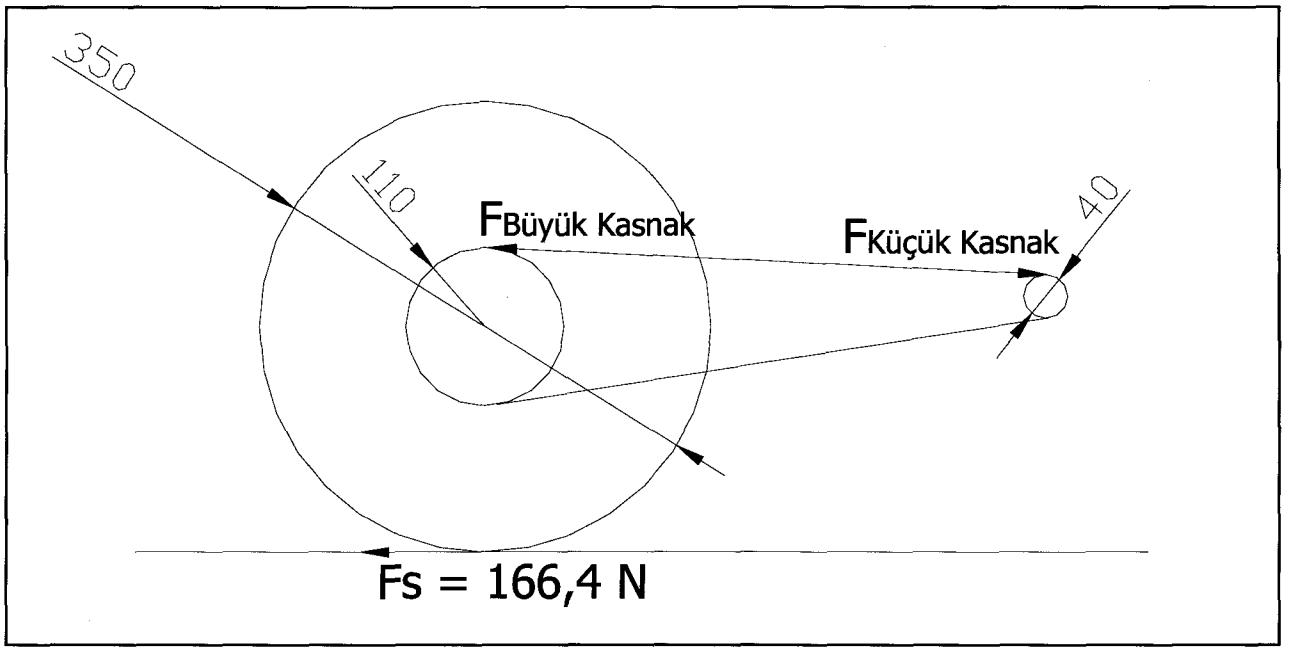
$F_3 . 0,020 = 0,330 . F_S$

$F_S = (2746,8 . 0,020) / 0,330$

$F_S = 166,47$ (kg m / s^2) (Araçın tek tekerleği ile yol arasındaki sürtünme kuvveti olarak kabul edilmiştir.)

5.3.2. Hidromotor Döndürme Momentinin Hesaplanması ve Hidromotor Seçimi

Araca monte edilen tekerleklerin dış çapı 350 mm'dir Arka aksı tahrik edecek kasnağın yarıçapı 110 mm, motor miline çakılı olan kasnak çapı ise 40 mm olarak tasarlanıp yeterli döndürme momentine sahip motor seçimi yapılıştır. Kurulacak sistem deney düzeneği olacağından vites tertibatı bulunmayacaktır. Kurulan temel mantığın doğruluğunun kanıtlanması amaçlandığından motorun aracı hareket ettirebilecek şekilde olması yeterli görülmüştür. Bu sebepledir ki gerekli tork ayarlamalarının yapılabilmesi için değişken debili pompa ve motor yerine, daha ucuz fiyatlı sabit debili pompa tercih edilmiştir.



Şekil 5.6. Aracı tahrik edecek hidromotorun döndürme momentinin hesaplanması

Araç 2 teker ile tahrik edileceğinden teker sürtünme kuvveti 2 ile çarpılır.

$2 \cdot 166{,}4 \cdot 0{,}175 = 0{,}110 \cdot F_{\text{Büyük Kasnak}}$

$F_{\text{Büyük Kasnak}} = 2 \cdot 264{,}7 \text{ N}$

$F_{\text{Büyük Kasnak}} = 529{,}4 \text{ N}$

$F_{\text{Büyük Kasnak}} = F_{\text{Küçük Kasnak}} =$

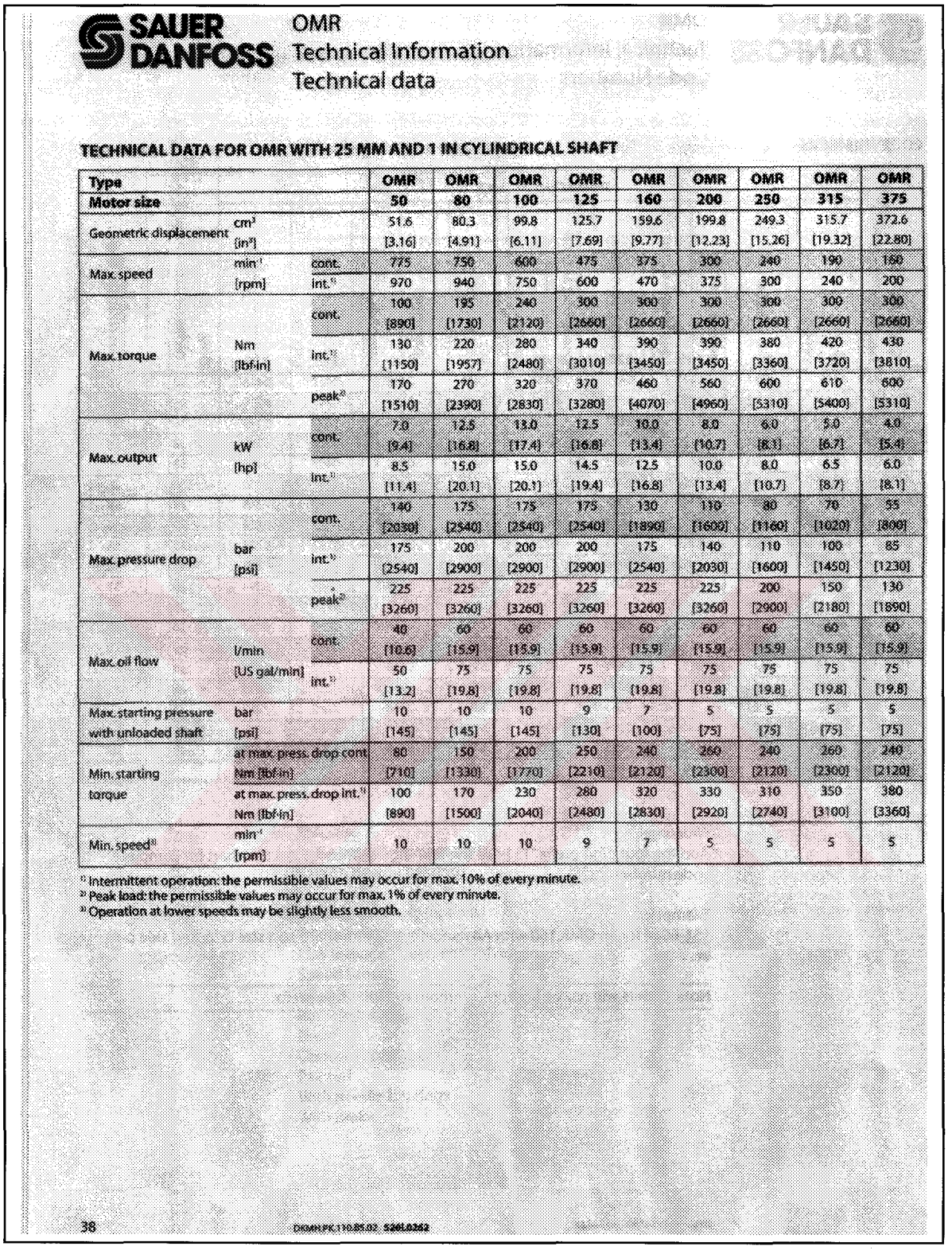
$F_{\text{Küçük Kasnak}} \cdot 0{,}02 = M_{\text{motor}}$

$M_{\text{motor}} = 10{,}588 \text{ Nm}$

Motor bu hesaplanan değerden büyük döndürme momentine sahip olması halinde aracı hareket ettirebilecektir.

Belirlenen minimum döndürme momenti değerine göre aşağıda katalog değerleri bulunan Danfoss marka, OMR 80 model, çift yöne dönüşlü hidromotor seçilmiştir.

Hidromotor seçimi yapılırken belirlenen döndürme momentinde bir hata yapılması ihtimali gözönünde bulundurularak, ihtiyaç duyulan döndürme momentinden daha büyük döndürme momenti verebilecek bir hidromotor seçimi yapılmıştır. Böylelikle bu parçanın daha sonra deney aracından sökülerek, yeni tasarlanan sistemin adapte edileceği binek tip bir aracı da tahrik edebileceği gözönünde bulundurulmuştur.



SAUER DANFOSS

OMR
Technical Information
Technical data

TECHNICAL DATA FOR OMR WITH 25 MM AND 1 IN CYLINDRICAL SHAFT

Type			OMR	OMR	OMR	OMR	OMR	OMR	OMR	OMR	OMR
Motor size			50	80	100	125	160	200	250	315	375
Geometric displacement	cm^3 [in^3]		51.6 [3.16]	80.3 [4.91]	99.8 [6.11]	125.7 [7.69]	159.6 [9.77]	199.8 [12.23]	249.3 [15.26]	315.7 [19.32]	372.6 [22.80]
Max. speed	min^{-1} [rpm]	cont.	775	750	600	475	375	300	240	190	160
		int.[1]	970	940	750	600	470	375	300	240	200
Max. torque	Nm [lbf-in]	cont.	100 [890]	195 [1730]	240 [2120]	300 [2660]	300 [2660]	300 [2660]	300 [2660]	300 [2660]	300 [2660]
		int.[1]	130 [1150]	220 [1957]	280 [2480]	340 [3010]	390 [3450]	390 [3450]	380 [3360]	420 [3720]	430 [3810]
		peak[2]	170 [1510]	270 [2390]	320 [2830]	370 [3280]	460 [4070]	560 [4960]	600 [5310]	610 [5400]	600 [5310]
Max. output	kW [hp]	cont.	7.0 [9.4]	12.5 [16.8]	13.0 [17.4]	12.5 [16.8]	10.0 [13.4]	8.0 [10.7]	6.0 [8.1]	5.0 [6.7]	4.0 [5.4]
		int.[1]	8.5 [11.4]	15.0 [20.1]	15.0 [20.1]	14.5 [19.4]	12.5 [16.8]	10.0 [13.4]	8.0 [10.7]	6.5 [8.7]	6.0 [8.1]
Max. pressure drop	bar [psi]	cont.	140 [2030]	175 [2540]	175 [2540]	175 [2540]	130 [1890]	110 [1600]	80 [1160]	70 [1020]	55 [800]
		int.[1]	175 [2540]	200 [2900]	200 [2900]	200 [2900]	175 [2540]	140 [2030]	110 [1600]	100 [1450]	85 [1230]
		peak[2]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	200 [2900]	150 [2180]	130 [1890]
Max. oil flow	l/min [US gal/min]	cont.	40 [10.6]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]
		int.[1]	50 [13.2]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]
Max. starting pressure with unloaded shaft	bar [psi]		10 [145]	10 [145]	10 [145]	9 [130]	7 [100]	5 [75]	5 [75]	5 [75]	5 [75]
Min. starting torque	at max. press. drop cont. Nm [lbf-in]		80 [710]	150 [1330]	200 [1770]	250 [2210]	240 [2120]	260 [2300]	240 [2120]	260 [2300]	240 [2120]
	at max. press. drop int.[1] Nm [lbf-in]		100 [890]	170 [1500]	230 [2040]	280 [2480]	320 [2830]	330 [2920]	310 [2740]	350 [3100]	380 [3360]
Min. speed[3]	min^{-1} [rpm]		10	10	10	9	7	5	5	5	5

[1] Intermittent operation: the permissible values may occur for max. 10% of every minute.
[2] Peak load: the permissible values may occur for max. 1% of every minute.
[3] Operation at lower speeds may be slightly less smooth.

38

Şekil 5.7. Hidromotor seçimi için katalog değerleri; (Sauer Danfoss Orbital Motors Kataloğu, 2001) ; Nordborg, Danimarka

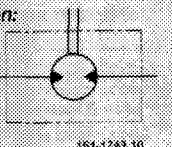
SAUER DANFOSS

OMR
Technical Information
Technical data – max. permissible shaft seal pressure

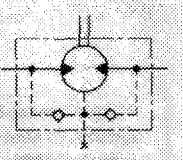
OMR WITH HIGH PRESSURE SHAFT SEAL (HPS)

OMR with HPS, without check valves and without drain connection:
The shaft seal pressure equals the average of input pressure and return pressure

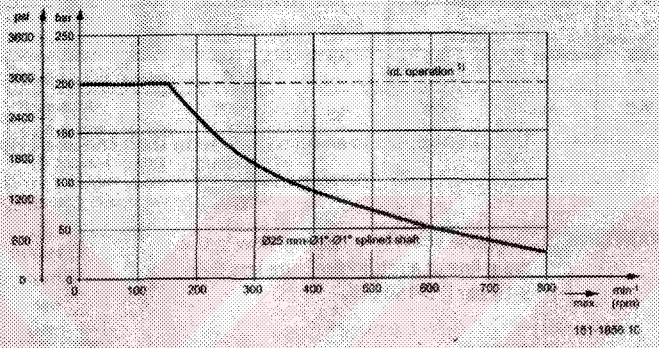
$$P_{seal} = \frac{P_{in} + P_{return}}{2}$$



OMR with HPS, check valves and with drain connection:
The shaft seal pressure equals the pressure in the drain line.
OMR with HPS, check valves and without drain connection:
The pressure on the shaft seal never exceeds the pressure in the return line.

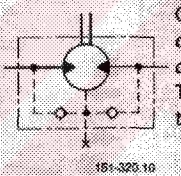


Max. permissible shaft seal pressure



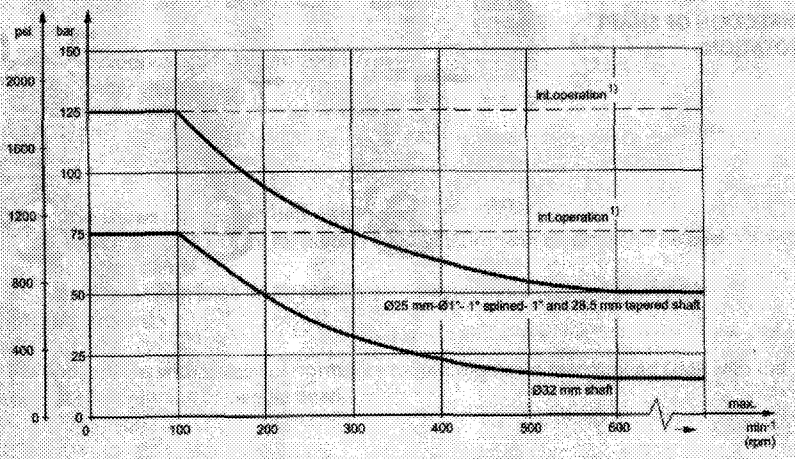
OMR WITH STANDARD SHAFT SEAL

OMR with standard shaft seal, check valves and without use of drain connection:
The pressure on the shaft seal never exceeds the pressure in the return line



OMR with standard shaft seal, check valves and with drain connection:
The shaft seal pressure equals the pressure on the drain line.

Max. return pressure without drain line or max. pressure in the drain line



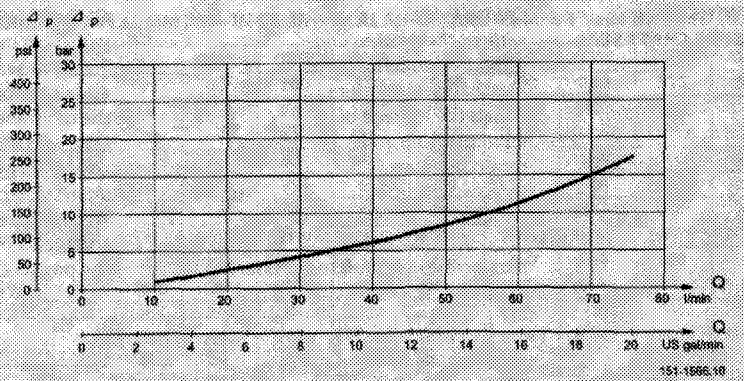
1) Intermittent operation: the permissible values may occur for max. 10% of every minute. 151-1663.10

Şekik 5.8. Hidromotor teknik özellikleri; (Sauer Danfoss Orbital Motors Kataloğu, 2001) ; Nordborg, Danimarka

SAUER DANFOSS

OMR
Technical Information
Technical data

PRESSURE DROP IN MOTOR



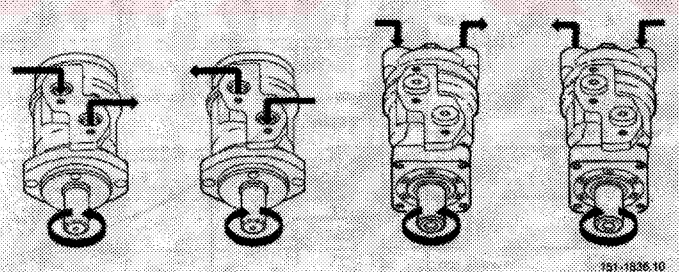
The curve applies to an unloaded motor shaft and an oil viscosity of 35 mm²/s [165 SUS]

OIL FLOW IN DRAIN LINE

The table shows the max. oil flow in the drain line at a return pressure less than 5-10 bar [75-150 psi].

Pressure drop bar [psi]	Viscosity mm²/s [SUS]	Oil flow in drain line l/min [US gal/min]
100 [1450]	20 [100]	2.5 [0.66]
	35 [165]	1.8 [0.78]
140 [2030]	20 [100]	3.5 [0.93]
	35 [165]	2.8 [0.74]

DIRECTION OF SHAFT ROTATION



Şekil 5.9. Hidromotor teknik özellikleri; (Sauer Danfoss Orbital Motors Kataloğu, 2001) ; Nordborg, Danimarka

SAUER DANFOSS

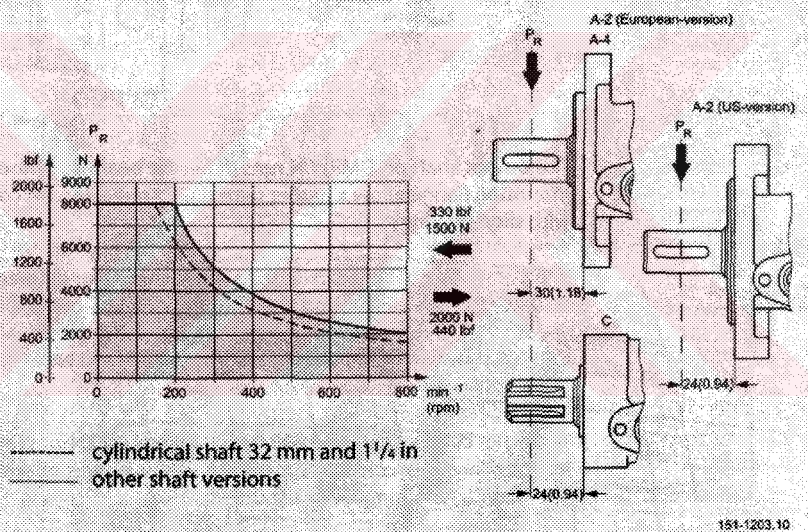
OMR
Technical Information
Technical data

PERMISSIBLE SHAFT LOAD FOR OMR

The permissible radial shaft load (P_R) depends on
- speed (n)
- distance (l) from the point of load to the mounting flange
- mounting flange version
- shaft version

Mounting flange	4-hole oval flange** 2-hole oval flange (European version)	4-hole oval flange 2-hole oval flange	Square flange** 2-hole oval flange (US version)
Shaft version	25 mm cylindrical shaft 1 in cylindrical shaft 1 in splined shaft 28.5 mm tapered shaft	32 mm cylindrical shaft 1 1/4 in cylindrical shaft	25 mm cylindrical shaft 1 in cylindrical shaft
Permissible shaft load (P_R) l in mm	$\frac{800}{n} \times \frac{250000}{95+l}$ N*	$\frac{800}{n} \times \frac{187500}{95+l}$ N*	$\frac{800}{n} \times \frac{250000}{101+l}$ N*
Permissible shaft load (P_R) l in inch	$\frac{800}{n} \times \frac{2215}{3.74+l}$ lbf*	$\frac{800}{n} \times \frac{1660}{3.74+l}$ lbf*	$\frac{800}{n} \times \frac{2215}{3.98+l}$ lbf*

* $n \geq 200$ min^{-1} (rpm); $l \leq 55$ mm [2.2 in]
$n < 200$ min^{-1} (rpm); => $P_{Rmax} = 8000$ N [1800 lbf]
** For both European and US version



-------- cylindrical shaft 32 mm and 1 1/4 in
———— other shaft versions

The curve shows the relation between P_R and n
- when l = 30 mm [1.18 in] for motors with A2 (European version) and A4 oval mounting flange
- when l = 24 mm [0.94 in] for motors with square mounting flange and A2 (US version)

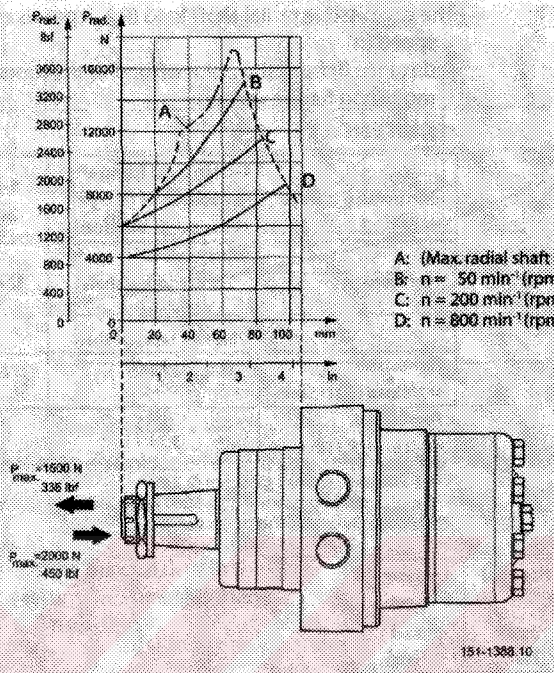
For applications with special performance requirements we recommend OMR with the output shaft running in needle bearings.

Şekil 5.10. Hidromotor teknik özellikleri; (Sauer Danfoss Orbital Motors Kataloğu, 2001) ; Nordborg, Danimarka

SAUER DANFOSS

OMR
Technical Information
Technical data

PERMISSIBLE SHAFT LOAD FOR OMRW N WITH NEEDLE BEARINGS



The output shaft on OMRW N runs in needle bearings. These bearings and the recessed mounting flange allow a higher permissible radial load in comparison to OMR motors with slide bearings.

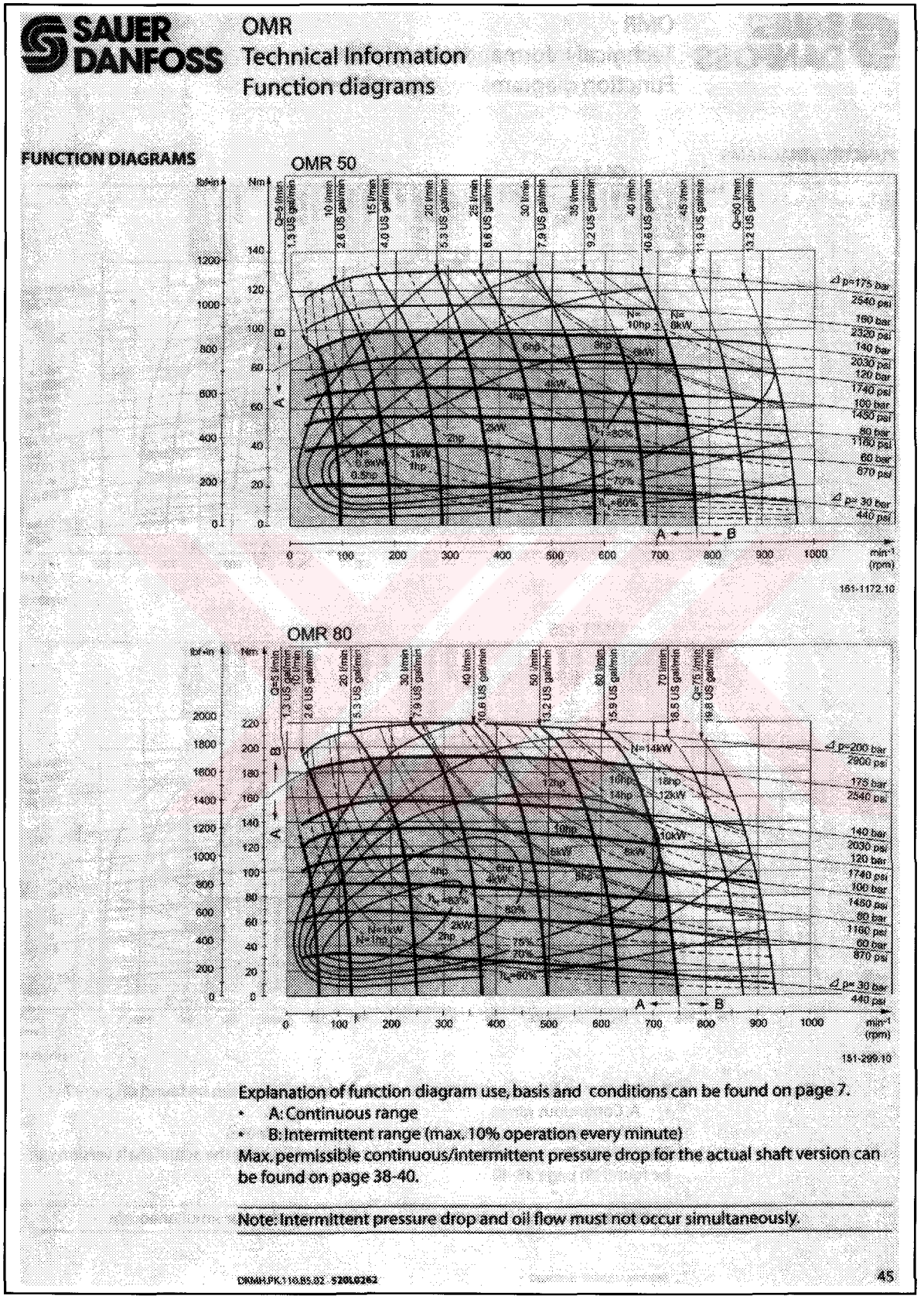
The permissible radial load on the shaft is shown for different speeds as a function of the distance from the mounting flange to the point of load application.

Curve A shows max. radial shaft load. Any shaft load exceeding the values quoted in the curve will involve a risk of breakage.

The other curves apply to a B10 bearing life of 2000 hours at the number of revolutions indicated by the curve letter. Mineral based hydraulic oil with a sufficient content of anti-wear additives must be used.

Bearing life calculations can be made using the explanation and formula provided in the chapter »Bearing dimensioning« in the technical information "General" DHMH.PK.100.G2.02 520L0232.

Şekil 5.11. Hidromotor teknik özellikleri; Sauer (Sauer Danfoss Orbital Motors Kataloğu, 2001); Nordborg, Danimarka



Şekil 5.12. Hidromotor teknik özellikleri; (Sauer Danfoss Orbital Motors Kataloğu, 2001); Nordborg, Danimarka

Yukarıdaki grafikte OMR 80'in 30 Bar basınçtaki hidrolik sıvı ile çalıştırıldığında 35 Nm döndürme momenti ürettiği görülmektedir.

5.3.3. Akümülatör Seçimi

Akümülatörün araç tahrik tekerleklerine 300 tur boyunca çekiş gücü sağlayabilecek bir depolama hacmine sahip olacak şekilde bir hesaplama ve ardından seçim yapılmıştır.

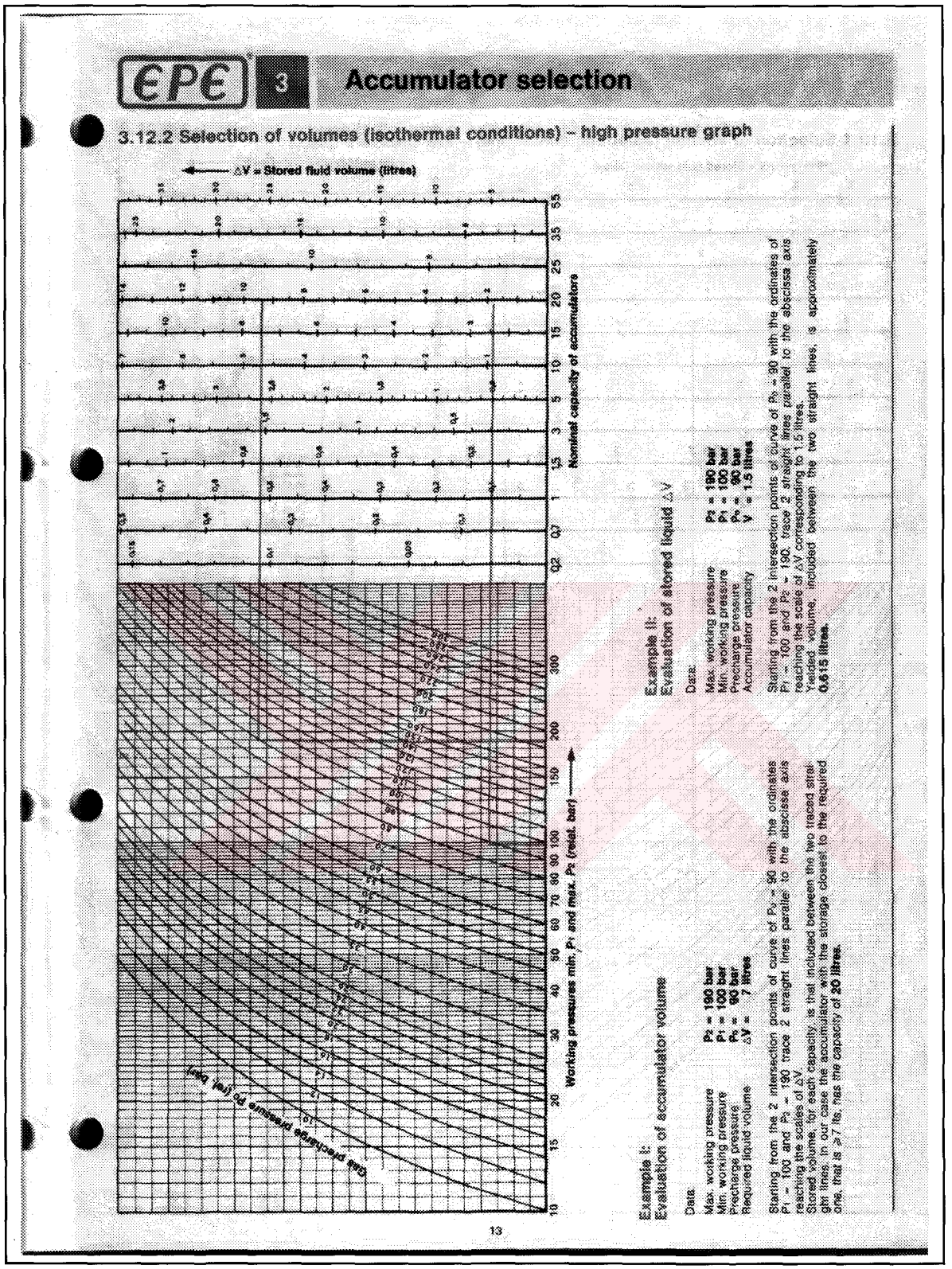
Hidromotor deplasmanı 80,3 cm^3 ,bir tur dönmesi esnasında sarfettiği hidrolik yağ miktarıdır.

80,3 x 300 = 24090 cm^3 = 25 dm^3 = 25 lt hidrolik yağı hacmi

Seçilen hidromotor OMR 80 minimum çalışma basıncı olarak 40 bar basıncı belirlendi ve aşağıda görülmekte olan tablo yardımıyla akümülatör seçimi yapıldı.

Seçilen sistemin 40 bardan alt seviyede çalışmayacağı tasarlanarak akümülatör gaz basıncı olarak 40 bar belirlendi ve dolumu yapıldı.

Max. Çalışma Basıncı	P_2	= 175 bar
Min. Çalışma Basıncı	P_1	= 40 bar
Ön basınç	P_0	= 40 bar
Kullanılabilen sıvı miktarı	Δv	= 24 lt



Şekil 5.13. Akümülatör seçim tablosu; (EPE Akümülatör Kataloğu, 2001); Milano, İtalya

5.3.4. Frenleme İçin Hidropompa Döndürme Momentinin Hesaplanması ve Hidropompa Seçimi

Fren pompası seçiminde, lastik ile yol arasındaki hesaplanan sürtünme kuvvetinin iletebileceği maksimum tork miktarının pompayı çevirebilmesi gerekli olduğu göz önüne alınarak seçim yapılmıştır. (Fren pompası seçim abağı yukarıda görülmektedir)

$2 \times 166,4 \times 0,175 = 0,110 \times F_{kasnak}$

$F_{kasnak} = 2 \times 263,6$ N

$2 \times 263,6 \times 0,02 = 10,54$ Nm

Pompanın bu tork değerinden daha düşük bir tork değerinde olması gereklidir.

Seçilen pompanın seçim abağı aşağıda görülmektedir. İlk olarak seçilen" hidropompa oldukça ufak bir pompa olduğundan, bu pompanın yerine 14 cm^3 deplasmanlı olan pompa seçilmiştir. Seçilen pompanın döndürme momenti tekerlerin iletebileceğinden yüksek değerde olduğu bilinmekle birlikte, yukarıda belirlenen çevrim oranlarının değiştirilmesi ile uygun frenleme değeri sağlanabileceği düşünülmektedir. İlk durumdaki yapılan değişikliğin sebepleri pompanın yetersiz kalacağı endişesi ve frenleme kuvvetinin çoğaltılma isteğidir.

BOSCH

Druckeinschränkung bei Standarddurchtrieb

Bei Größe F ist der Mitnehmer für die 2. Pumpenstufe belastbar bis M_{max} = 65 Nm, d.h. es besteht eine Druckeinschränkung für die 2. Stufe bei

V [cm³/U]	P_{max} [bar]
16	230
19	190
22,5	160

Bei Antrieb der 1. Stufe über Kupplungsklaue (Mitnehmer) oder Vorsatzlagen Typ 1 gelten für die beiden Pumpenstufen Druckeinschränkungen entsprechend Diagramm.
Bei Anwendungen mit häufigen Lastwechseln bitte Rücksprache.

Pressure restrictions during standard transmission

In the case of Size F the centre coupling for the second pump can carry a load of up to M_{max} = 65 Nm, i.e. the pressure restriction for the second pump is as follows:

V [cm³/rev]	P_{max} [bar]
16	230
19	190
22.5	160

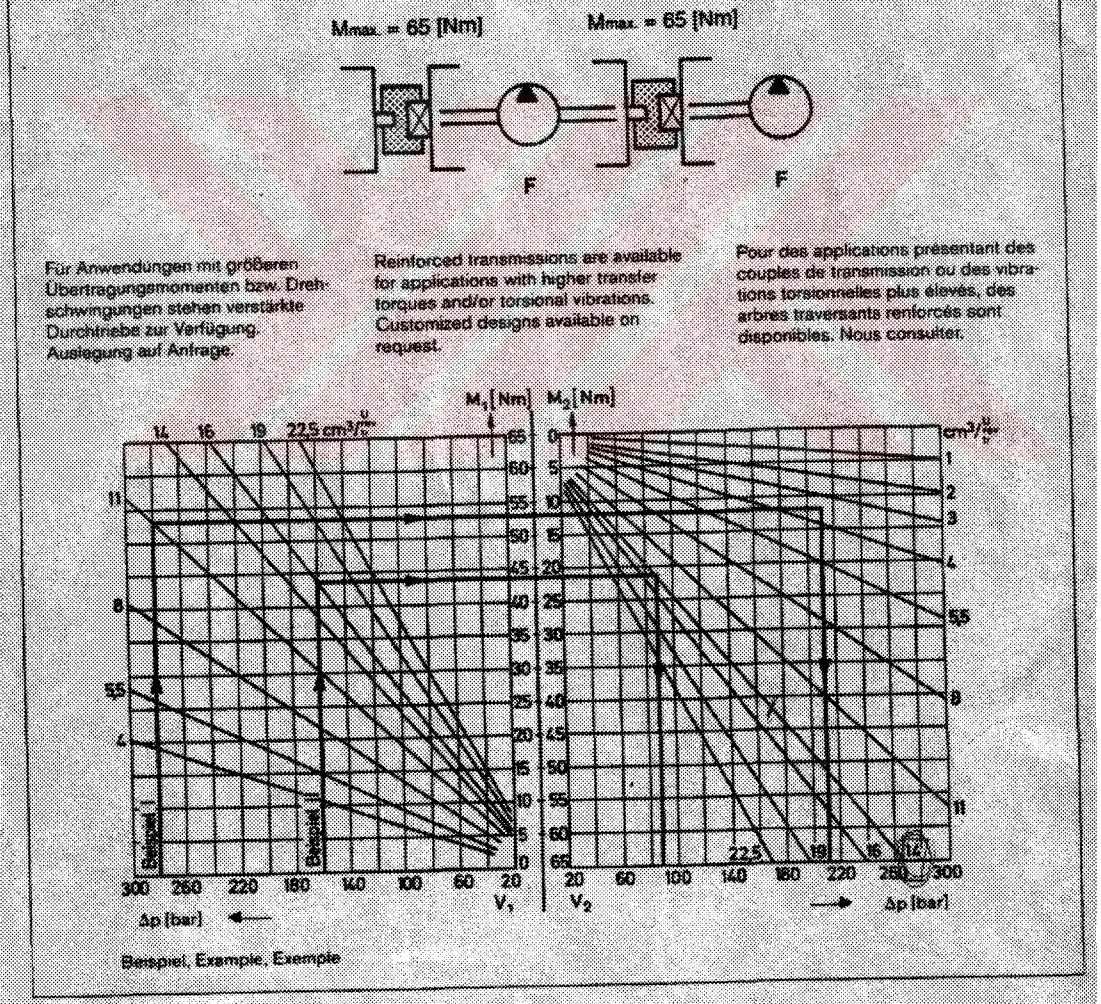
In the first pump is driven through a dog and centre coupling or Type 1 outrigger bearing, the pressure restrictions for both pumps are as indicated in the diagram below.
In the case of applications with high numbers of load cycles please check.

Limitation des pressions arbre traversant standard

Sur les pompes de taille F, l'entraîneur vers le deuxième étage peut supporter une charge max. M_{max} = 65 mN. Il y a donc une limation de pression sur le deuxième étage comme suit:

V [cm³/t]	P_{max} [bar]
16	230
19	190
22.5	160

Lorsque le premier étage est entraîné par l'intermédiaire d'un accouplement en croix (entraîneur) ou lorsqu'un palier additionnel de type 1 est utilisé, les limitations de pression à considérer sont celles figurant au diagramme ci-dessous.
Dans le cas d'applications avec changements de charge fréquents, veuillez nous consulter.



Für Anwendungen mit größeren Übertragungsmomenten bzw. Drehschwingungen stehen verstärkte Durchtriebe zur Verfügung.
Auslegung auf Anfrage.

Reinforced transmissions are available for applications with higher transfer torques and/or torsional vibrations.
Customized designs available on request.

Pour des applications présentant des couples de transmission ou des vibrations torsionnelles plus élevés, des arbres traversants renforcés sont disponibles. Nous consulter.

Şekil 5.14. Hidrolik pompa seçim abağı; Bosch hidrolik pompa kataloğu

Mevcut Hidrolik Pompa Bağlantısı Aşağıdaki Şekilde Revize Edilmesi Gereklidir

Pompayı döndürebilmek için gereken minimum tork değeri 48 Nm olarak tablodan belirlenmiştir.

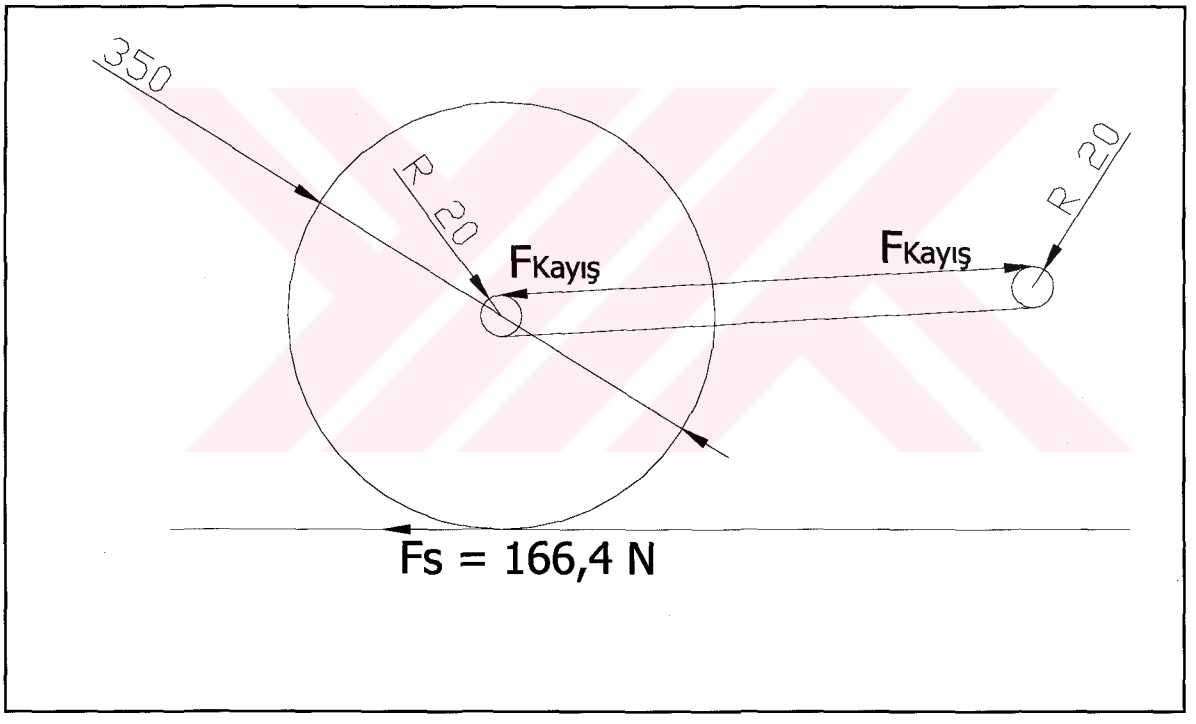
Aşağıda revize edilecek şekil görülmektedir. Aşağıdaki şekilde sistem revize edildiğinde iletilecek moment değeri aşağıda hesaplanmıştır.

$\Delta P = 180$ bar

$(2 \cdot 166{,}4) \cdot (0{,}175) = F_{kayış} \cdot (0{,}02)$

$F_{kayış} = 2912$ N

$M_{pompa} = F_{kayış} \cdot 0{,}02 = 58{,}24$ Nm



Şekil 5.15. Hidrolik pompa bağlantısı revizyon şekli

5.3.5. Hidromotorun Akümülatördeki Tüm Depolu Yağı Kullanarak Aracı Çıkarabileceği Maksimum Hız Hesabı

24 lt = 24000 cm^3

24000 / 80,3 ≈ 299 devir yapacak

Maksimum 750 devir / dakika

60 sn 750 devir

x 299 devir

x = 24 sn

12 Kw ile 1 Kw arasında enerji vermektedir

(12 + 1) / 2 =6,5 Kw

6500 Watt x 24 sn =156000 Watt-sn (joule) (N.m)

$(m.V^2)/2$ =156000

Araç ağırlığı 300 kg Kabul edildi

$(300 .V^2)/2$ = 156000

V=32,24 m / sn = 116,1 km / h

Araç 1000 kg olması halinde

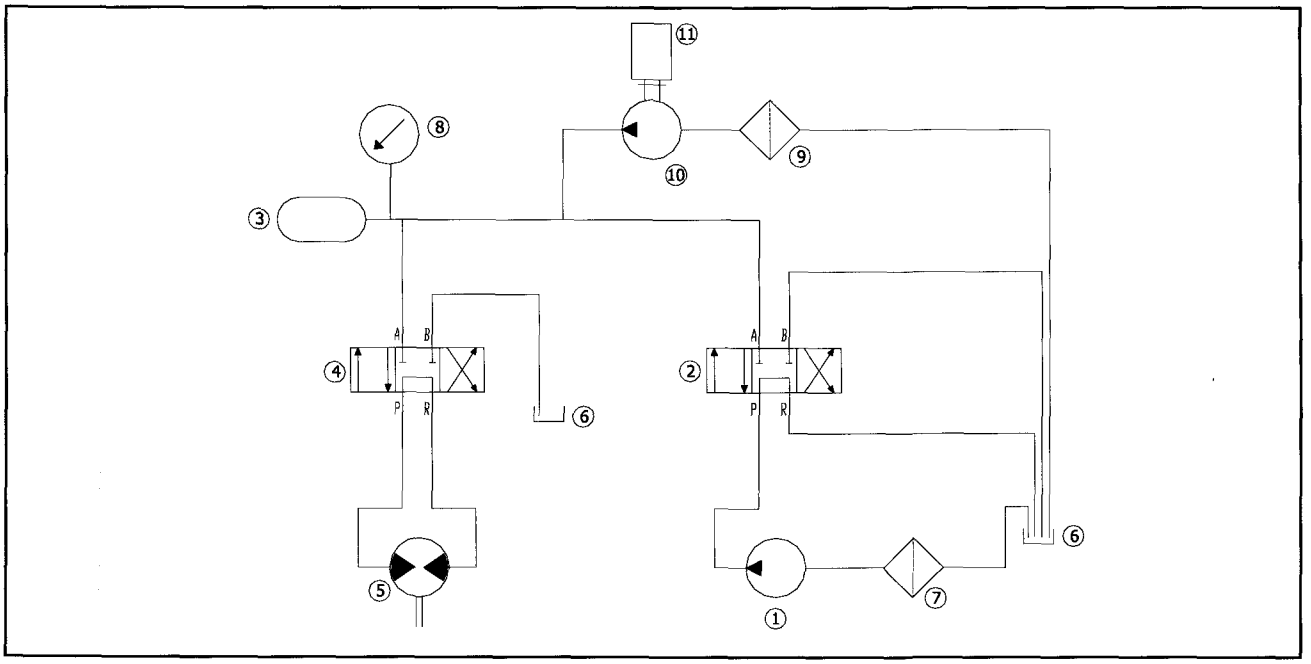
$(1000 .V^2)/2$ = 156000

V=17,66m / sn = 63,6 km / h

5.4. Mevcut Sistem ile Yeni Depolayıcı Sistemin Akuple Edilmesi (İlişkilendirilmesi)

Yeni tasarlanan system güç üretici bir sistem olmadığı, aracı tahrik edecek başka bir tahrik sisteme yardımcı bir sistem olduğu açıktır.

Tasarlanan yeni sistem ile esas hareketi üretecek sistemi birbirine akuple edilmesi hidrolik devre vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5.16. Kurulan deney düzeneği ile ana tahrik sisteminin birbirine bağlanması

1 : Hidrolik Pompa

2 : 3/3 Yön denetim valfi (Hidropompa kontrol valfi)

3 : Hidrolik akümülatör

4 : 3/3 Yön denetim valfi (Hidromotor kontrolü için)

5 : Hidromotor

6 : Yağ tankı

7 : Yağ filtresi

8 : Basınç ölçer

9 : Yağ filtresi

10 : Hidropompa

11 : Ana tahrik motoru (İçten yanmalı, patlamalı, elektrik, vs.)

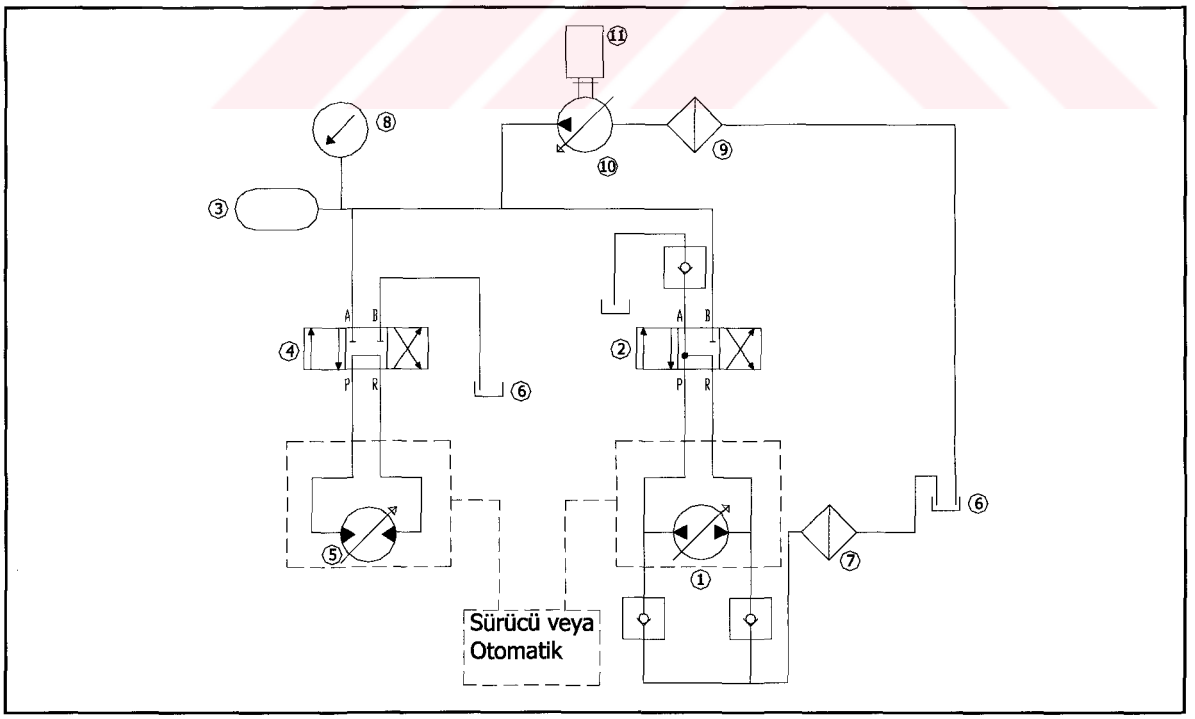
11 numaralı eleman olan ana tahrik motoru bir hidrolik pompayı tahrik edecektir. Bu hidrolik pompanın üreteceği yağ akümülatöre ve oradan da hidrolik motora basınçlı yağ sağlayacak ve hidrolik motor da basınçlı yağ ile döndürme momenti üreterek hareketi gerçekleştirecektir. Yeni sistemde kavrama, oynak mil gibi mekanik aktarma organlarının

yerini, basınçlı yağ aktarımını sağlayan hortum ve basınçlı yağın yönlendirilmesini sağlayan yön denetim valfleri almıştır.

İki sistemin birlikte çalışması sağlanmasına rağmen yukarıdaki şematik çizimle gerçekleştirilemeyen bazı özellikler bulunmaktadır.

- Frenleme kabiliyeti kontrol edilememektedir. Akümülatörün doluluk oranıyla artış göstermektedir.
- Döndürme momenti iletimi kontrol edilemediğinden akümülatörün doluluk oranıyla artan bir döndürme momenti üretimi sözkonusudur. Bu da gereğinden fazla döndürme momenti üretilerek enerji kaybına sebebiyet vermektedir.
- Araç geri yönlü harekette frenleme yapamamaktadır.
- Ana tahrik motorunun değişik devirlerde değişik dödürme momentleri üreteceği gözönüne alınırsa ve de akümülatör dolup karşı basınç yükseldikçe pompayı döndürebilmek zorlaşacak, bu da ana tahrik motorunu zorlayıcı bir özellik teşkil edecektir.

Bütün bunlar gözönünde bulundurularak aşağıdaki çözüm geliştirilmiştir. Aşağıdaki çizimde uygulanan sistem tüm bu sorunlara cevap vermektedir.



Şekil 5.17. Birbirine bağlanan iki sistemin fonksiyon kayıbı olmayacak şekilde iyileştirilmesi

Kullanılan değişken debili hidropompa ile akümülatördeki yağ seviyesi ne olursa olsun gereken döndürme momenti kademesiz şekilde tekerlere iletimi sağlanacaktır. Ayrıca kullanılan değişken debili hidropompa ile de frenleme kabiliyeti kontrol edilerek sürüş esnasında az veya çok frenleme yapılabilmesi kontrol edilebilecektir. Ayrıca uygulanan yeni hidrolik sistem ile geri yönlü hareket esnasında da frenleme işlemi gerçekleştirilebilmektedir. Ana tahrik motorunun tahrik edeceği hidropompa da değişken debili olarak kullanıldığından akümülatördeki yağ seviyesi en yüksek olduğu konumda dahi ana tahrik motorunun zorlanması söz konusu olmayaaktır.

1 : Değişken debili hidropompa

2 : 3/3 yön denetim valfi (Hidropompa kontrol valfi)

3 : Hidrolik akümülatör

4 : 3/3 yön denetim valfi (Hidromotor kontrol valfi)

5 : Değişken debili hidromotor

6 : Yağ tankı

7 : Yağ filtresi

8 : Basınç ölçer

9 : Yağ filtresi

10 : Değişken debili hidropompa

11 : Ana tahrik motoru (İçten yanmalı, patlamalı, elektrik, vs.)

5.5. Denemeler

5.5.1. 1.Deneme

Yüksüz test yapılması için arka tekerleklerin yer ile teması kesilecek şekilde aracın arkası kaldırıldı ve şasi tuğlalar üzerine konuldu.

Sistemdeki pompa 125 bar ; 8 lt/min özelliklere sahip üzerindeki etiketlerden rus malı olduğu anlaşılan bir pompadır. Sistem çalıştırılmadan önce tüm havası alındı. Bağlantı rakorları açılarak tüm sistemin yağ ile doldurulması işlemine geçildi.

Pompanın tahriki, arka aksın el ile döndürülmesi ile gerçekleştirildi. Pompayı kontrol eden yön denetim valfi orta konumda iken pompa tahrik edildiğinde görüldü ki pompa tantan yağ emerek, tekrar tanka yağ basıyor. Ardından sistemin kalan kısımlarına yağ doldurabilmek için yön kontrol valfleri uygun konumlara getirildi. Bağlantı rakorları da aralanarak sistemde kalan havanın dışarı atılması sağlanmaya çalışırken görüldü ki hidrolik sıvı istenilen (doldurulması gereken) yerleri doldurmamaktadır. Tüm yapılan çalışmalara rağmen hidromotora yağ ulaştırılamadı ve akümülatöre çok az bir miktar yağ ulaştırılabildi. Basınç göstergesinden ise basınç okunması mümkün olmadı.

Yapılan çalışmalardan netice alınamayınca, pompanın el ile tahrikinin yetersiz kaldığı, tahrikin bir motor ile yapılması gerektiğine kanaat getirildi. Tek silindirli, benzinli bir motor tedarik edilerek arka aksı tahrik edecek şekilde bağlandı. Motora yol verildiğinde, pompanın daha yoğun bir şekilde yağ bastığı gözlemlendi. Tekrar sistemin kalan kısımlarına yağ doldurulması işlemine geçildinde bu işlemin gerçekleştirilemedeği, basınçta bir artış olmadığı görüldü.

Uzunca bir sürenin ardından sıkıntının sistemden kaynaklanmadığı, bağlanan pompanın arızalı olduğu üzerinde duruldu ve yeni bir pompanın sisteme adapte edilmesine karar verildi.

5.5.2. 2.Deneme

İlk pompanın bağlanıp netice alınamamasının ardından bir başka hidrolik pompa sistgeme bağlanmıştırç çift basma ağzı olan paletli tür bu pompanın da sistemde çalışmadığı gözlemlenmiştir. Bu bağlanan pompada yağ basma dahi sağlanamamıştır.

5.5.3. 3. Deneme

Yapılan ilk iki başarısız denemeden edinilen tecrübe ile kullanılmış pompalar ile sistemi çalıştırılamayacağına karar verilmiştir.

Deneme amaçlı edinilen Hidromek marka bir hidrolik pompa sisteme bağlanmasına karar verilmiştir. Katalog değerleri bulunamamış fakat kapasitesinin kurulmuş olan sisteme çok büyük geleceği tahmin edilen Hidromek marka pompa sisteme bağlanmıştır.

Sistem el tahriki ile çalıştırıldığında görülmüştür ki daha önceki çalışan pompadan oldukça fazla yağ devridaimi gerçekleştirmektedir. Sisteme yağ dolumu ve hava tahliyesi kolaylıkla gerçekleştirilmiştir.

Sisteme yağ dolumu gerçekleştirildikten sonra yüksüz test yapılmasına karar verilmiştir.

Ilk yüksüz test arka tekerleklerin el ile döndürülmesiyle sisteme yağ basma şeklinde gerçekleştirilmiştir.

Pompayı kontrol eden valf akümülatöre yağ basacak şekilde getirilmiştirç tekerlekler birkaç tur döndürüldükten sonra tekerlekleri döndürme zorlaştığı ve frenleme işleminin gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Ayrıca sisteme bağlı bulunan manometreden de basıncın yükseldiği gözlemlenmiştir.

Başarıyla ilk yüksüz test gerçekleştirildikten sonra hidrolik pompanın en yüksek çıkabildiği basınç değerini tespit etmek için arka aksı tahrik edecek benzinli motor sisteme bağlanıldı ve hidropompa ile hidromotorun tahrik edilmesi sağlandı.

Benzinli motora yol verilmesi ile sistem ilk olarak boş konumda çalıştırılmıştır. Daha sonra pompayı kontrol eden yön denetim valfi ile akümülatöre yağ basma konumuna getirilmiştir. Benzinli motor yüke binmiş ve yağ basıncı çok kısa bir zaman aralığında (anlık) 40 Bar seviyesine çıktıktan sonra yağ basıncı yavaş yavaş artmaya devam etmiştir. Yağ basıncı 50 Bar seviyesine geldikten itibaren kayış kasnak mekanizmaları kaymaya başlamıştır ve pompa kontrol vanası tekrar başlangıç konumuna getirilerek yağ basıncının içeride hapsolması sağlanmıştır. Sonrasında benzinli motor durdurularak sistemden sökülmüştür.

Akümülatörde bekletilen 50 bar basınç ile kaçak ve sızıntılar test edilerek sistemde kaçağın olmadığı gözlemlenmiştir.

(Pompa kapasitesinin çok yüksek olması nedeni ile kayış kasnak sisteminde kayma meydana geldiği düşünülmektedir.)

akümülatörde bekletilen 50 Bar basınçlı hidrolik sıvı ile hidromotorun kaç tur döndürülebildiği gözlemlenmesi yapılmıştır. Bu gözlemler neticesinde ortalama 64 devir sayılmıştır.

5.5.4. Yüklü Test

Hidrolik motorun deneysel aracı hareket ettirip ettiremediğinin kontrolü amaçlı yapılan testte ilk olarak benzinli motor düzeneğe bağlanarak akümülatörde 50 Barlık basınçlı yağ biriktirldi. Sonrasında benzinli motor sistemden söküldü ve tuğlalar üzerinde duran şasi zemine indirildi. Hidrolik pompayı kontrol eden vana ile ileri yönlü hareket edecek şekilde hidrolik motorun arka aksı tahrik etmesi sağlandı. Aracın çok az bir hareket ettiği ve sonrasında kayış kasnak düzeneğinin patinaja düştüğü gözlemlendi. Hidrolik motorun aracı hareket ettirmede bir probleminin olmadığı fakat kayış kasnak sisteminin gergi düzeneğinde bir problemin olduğu tespitleri yapıldı.

5.5.5. Hidromek Pompa İle Yapılan Testlerden Çıkartılan Sonuçlar

Hidrolik sistemin kurulumunda problem yok. Sistem tasarladığı şekilde çalışmaktadır.

- Pompa kapasitesi çok büyüktür, sisteme uygun daha küçük kapasiteli pompa gereksinimi vardır.
- Gergi düzenekleri hatalı. Daha sağlıklı gergi düzeneği yapılmalıdır.
- 55 Bar basınçta 64 devir elde edilmektedir.

6. ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMİ FİZİBİLİTESİ VE KAZANÇLARI:

Mekanik Transmisyon Mekanik Verimi: %95
Hidrostatik Transmisyon Mekanik Verimi: %92 (kabul edilmiştir)
Frenleme Enerjisi Geri Kazanımı Mekanik Verimi: %92 (kabul edilmiştir)

Sürekli değişken transmisyonun mekanik verimi %90 dolayındadır ve geliştirme çalışmaları sürdürülmektedir. Hendriks 1993, tamamı elektronik kontrollü CVT uygulanan 3,3' l Chrysler Voyager'i test etmiş ve CVT ile 0 ... 100 km/h ivmelenme süresinde 1 s avantaj, yakıt tüketiminde %17'lik azalma tespit etmiştir.

6.1. Şehir İçi Yakıt Tüketim Kazancının Hesaplanması:

Transmisyon Kayıp ve Kazançları:
Transmisyon Kayıpları:

%95 verim	%6 kayıp
%92 verim	%x kayıp

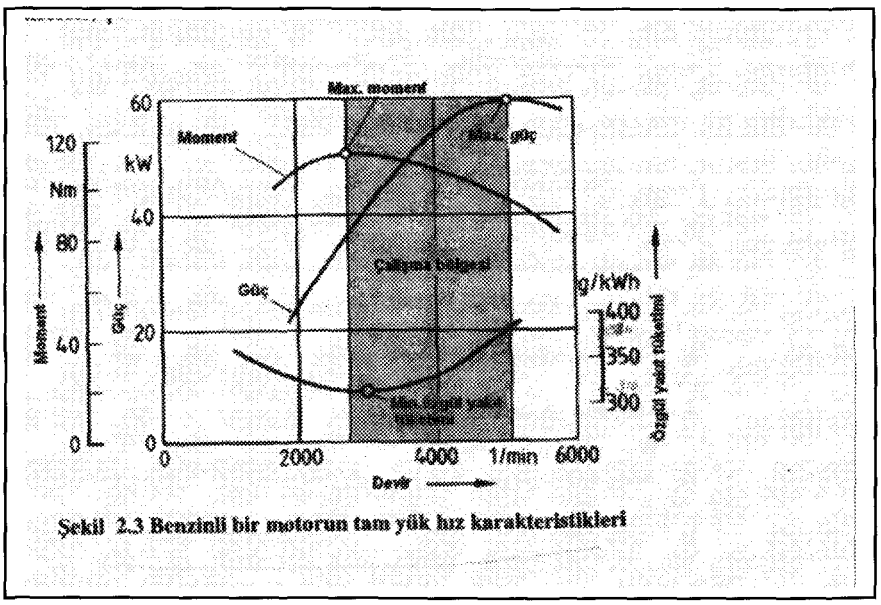
x = (0,92 . 0,06) / 0,95 = 0,0619 = %6,19 kayıp

Transmisyon Kazançları: CVT ile %17'lik yakıt tasarrufu elde edilmiştir.
%13 . %17 = %2,21 kazanç

Toplam transmisyon kaybı: %6,19 - %2,21 = %3,98

Frenleme Kaybı:
Frenleme Enerjisi Geri Kazanımı Mekanik Verimi: %92
(1 – 0,92) . %6 = %0,48

Motor Verimi Kaybı:
Motor sadece yüksek sürate çıktıktan belirli bir süre sonra (akümülatörün boşalmasının ardından) min yakıt tüketimi yaptığı noktadan sapma yapacaktır. Bu durumun da şehir içinde motor çalışma süresinin %20'si olarak kabul edilmiştir.



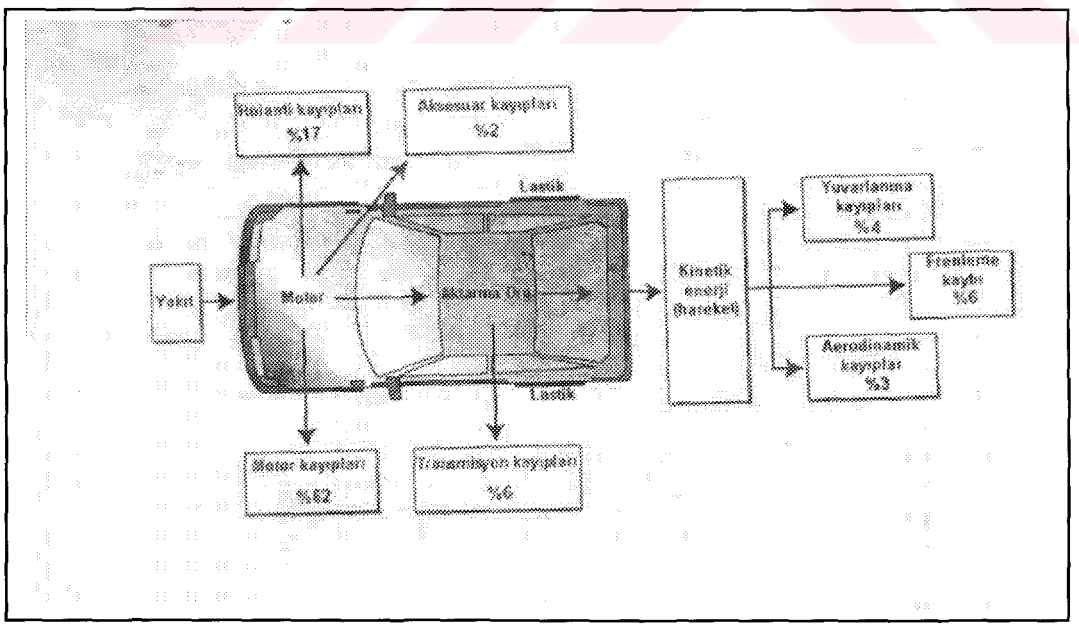
Şekil 2.3 Benzinli bir motorun tam yük hız karakteristikleri

Şekil 6.1. Benzinli motorun tam yük hız karakteristikleri ; (Çetinkaya , 2004), Taşıt Mekaniği, Nobel Yayın Dağıtım, Ankara

Min özgül yakıt tüketimi 310 g/kWh
Maks özgül yakıt tüketimi 380 g/kWh
Ortalama özgül yakıt tüketimi 335 g/kWh

335 – 310 =25 g/kWh kazanç %80 süre ile
25/335 = %7,46 kazanç

%7,46 . %80 . %62 = %3,7 Motor verimi kazancı



Şekil 6.2. Şehir içi çevrimine göre taşıt enerji dağılımı ; (Çetinkaya , 2004), Taşıt Mekaniği, Nobel Yayın Dağıtım, Ankara

	Alışılagelmiş Araç Sistemleri ile Şehir İçi Kayıplar	E.G.K Sistemi Uygulanması Halindeki Kayıplar	E.G.K Sistemi Uygulanması Halinde Harekete Eklenen Enerji	E.G.K Sistemi Uygulanması Halindeki Kayıplar (Düzeltilmiş)	
Motor Kayıpları	%62	%58,3		%58,3	Harekete dönüştülmeden kaybedilen enerji
Rölanti Kayıpları	%17	%0		%0	
Transmisyon Kayıpları	%6	%3,98		%3,98	
Aksesuar Kayıpları	%2	%2		%2	
Yuvarlanma Kayıpları	%4	%4	%15,10	%19,1	Harekete dönüştürüldükten sonra kaybedilen enerji
Aerodinamik Kayıplar	%3	%3	%11,33	%14,33	
Frenleme Kayıpları	%6	%0,48	%1,81	%2,29	
	%100	%71,76	%28,24	%100	
Harekete Dönüşen Enerji	%13			%35,72	

E..G.K. Sisteminin uygulanması halinde de bu sistemin kayıplı bir sistem olarak çalışacağından dolayı frenleme kaybı oluşacaktır.

Şehir İçi İçin Toplam Taşıt Verim Kazancının Hesaplanması:

100 kg yakıt %13 verim 100km yol almakta
%35,72 verim x km yol almakta

x = (35,72 . 100) / 13 = 274,77 km

100 kg yakıt 274,77 km
x kg 100 km

x = (100 . 100) / 274,77 = 36,39 kg Yeni sistemin uygulanması halinde 100 km ilerlemek için kullanılacak yakıt miktarı.

%100 – %36,39 = **%63,61 kazanç**

6.2. Şehir Dışı Yakıt Tüketim Kazancının Hesaplanması:

Transmisyon Kayıp ve Kazançları:
Transmisyon Kayıpları:

%95 verim	%6 kayıp
%92 verim	%x kayıp

x = (0,92 . 0,06) / 0,95 = 0,0619 = %6,19 kayıp

Transmisyon Kazançları: CVT ile %17'lik yakıt tasarrufu elde edilmiştir.
%13 . %17 = %2,21 kazanç

Toplam transmisyon kaybı: %6,19 - %2,21 = %3,98

Frenleme Kaybı:
Frenleme Enerjisi Geri Kazanımı Mekanik Verimi: %92
(1 – 0,92) . %8,1 = %0,65

Motor Verimi Kaybı:
Motor sadece yüksek sürate çıktıktan belirli bir süre sonra (akümülatörün boşalmasının ardından) min yakıt tüketimi yaptığı noktadan sapma yapacaktır. Bu durumun da şehir dışında motor çalışma süresinin %60'si olarak kabul edilmiştir.

Min özgül yakıt tüketimi 310 g/kWh
Maks özgül yakıt tüketimi 380 g/kWh
Ortalama özgül yakıt tüketimi 335 g/kWh

335 – 310 =25 g/kWh kazanç %40 süre ile
25/335 = %7,46 kazanç

%7,46 . %40 . %62 = %1,8 Motor verimi kazancı

Şehir içi için hazırlanan yakıt tüketim tablosunun şehir dışına uyarlanması için bazı kabuller yapılmıştır. Bunlar; Rölanti kayıpları şehir dışı tüketimi için %17'den %3'e düşeceği ve Frenleme Kayıplarını %6'dan %3'e düşeceği kabulleridir. Bu kabuller yapılarak Şehir içi tüketim tablosu düzeltilerek şehir dışı tüketim değerlerine ulaşılmıştır.

	Alışılagelmiş Araç Sistemleri ile Şehir İçi Kayıplar	Alışılagelmiş Araç Sistemleri ile Şehir Dışı Kayıplar Kabul	Düzeltilmiş Şehir Dışı Kayıplar	E.G.K Sistemi Uygulanması Halindeki Kayıplar	E.G.K Sistemi Uygulanması Halindeki Harekete Eklenen Enerji	E.G.K. Sistemi Uygulanması Halindeki Kayıplar (Düzeltilmiş)	
Motor Kayıpları	%62	%62	%62	%60,2		%60,2	Harekete dönüştülmeden kaybedilen enerji
Rölanti Kayıpları	%17	%3	%3	%0		%0	
Transmisyon Kayıpları	%6	%6	%6	%3,98		%3,98	
Aksesuar Kayıpları	%2	%2	%2	%2		%2	
Yuvarlanma Kayıpları	%4	%4	%10,8	%10,8	%7,6	%18,4	Harekete dönüştürüldükten sonra kaybedilen enerji
Aerodinamik Kayıplar	%3	%3	%8,1	%8,1	%5,91	%14,01	
Frenleme Kayıpları	%6	%3	%8,1	%0,65	%0,76	%1,41	
	%100	%83	%100	%85,73	%14,27	%100	
Harekete Dönüşen Enerji	%13		%27			%33,82	

E..G.K. Sisteminin uygulanması halinde de bu sistemin kayıplı bir sistem olarak çalışacağından dolayı frenleme kaybı oluşacaktır.

Şehir İçi İçin Toplam Taşıt Verim Kazancının Hesaplanması:

100 kg yakıt %27 verim 100km yol almakta
%33,82verim x km yol almakta

$$x = (33,82 \cdot 100) / 27 = 125,26 \text{ km}$$

100 kg yakıt 125,26 km
x kg 100 km

x = (100 . 100) / 125,26 = 79,83 kg Yeni sistemin uygulanması halinde 100 km ilerlemek için kullanılacak yakıt miktarı.

%100 – %79,83 = **%20,17 kazanç**

6.3. Enerji Geri Kazanımı Projesi İçin Yatırım Fizibilitesi:

Enerji Geri Kazanımı Sisteminin uygulanması için temel olarak 2 adet değişken debili hidropompa, 1 adet değişken debili hidromotor, 1 adet hidrolik akümülatör, hidrolik sıvının yönlendirilmesi için hidrolik sıvı aktarma sistemi ve elektronik kumanda sistemi gereklidir. Bunların tahmini bedelleri (1000 kg ağırlığa sahip bir araç için) aşağıda görülmektedir.

2 adet hidropompa:	2 x 1200$	:	2400$
1 adet hidromotor:	1 x 1200$	:	1200$
1 adet akümülatör:	1 x 800$	:	800$
Hidrolik aktarma sistemi:	1 x 500$	:	500$
Elektronik kumanda sistemi:	1 x 500$	:	500$

Toplam: **5400$**

Bu rakamlar bir tek adet sistem kurmak için ekipman satın alınması halinde oluşacak rakamlardır. Seri imalat gerçekleştiği takdirde bir tek araç için **1500 – 2000 $** mertebelerinde maliyet gerçekleşeceği tahmin edilmektedir. Ayrıca aracın fabrika imalatında E.G.K Sistemi uygulanmış halde imal edilmesi durumunda E.G.K. Sistemi maliyetinden; araçta yeni durumda kullanılmayacak olan kavrama, şanzıman, transmisyon mili ve frenleme ekipmanlarının maliyetlerinin düşülmesi gerekecektir. Bu halde ise E.G.K Sisteminin maliyeti alışılagelmiş sistemlerin üretim maliyetlerine yaklaşık olarak denk düşeceği düşünülmektedir.

Örnek: 200.000 km yol alacak, benzin yakıtlı, ortalama tüketimi 8,6 lt/ 100km olan bir araç minimum yakıt sarfiyatı 4,3 lt / 100km'dir. Bu araç kullanım ömrü boyunca tükettiği yakıtın %70'ini şehir içinde, %30'unu ise şehir dışında kullanmaktadır.
Benzinin litre fiyatı 1.58$'dır.

200.000 km x 8,6lt / 100km = 17200 lt yakıt tüketimine sahiptir.

Şehir içinde tüketilen toplam yakıt miktarı 17200 x 0,7 = 12040 lt
Şehir dışında tüketilen toplam yakıt miktarı 17200 x 0,3 = 5160 lt

E.G.K uygulanması halinde şehir içinde kazanılacak yakıt miktarı:
12040lt x 0,6361 = 7658 lt

E.G.K uygulanması halinde şehir dışında kazanılacak yakıt miktarı:
5160lt x 0,2017 = 1040 lt

Toplam = 7658 + 1040 = 8698 lt

8698 lt benzin = 8698 x 1.58$ = **13742$ Kazanç**

E.G.K. Sisteminin mevcut bulunan binek tip araçlara sonradan uygulanmasında büyük bir problem olmayacaktır. Motor çıkış milinden sökülecek olan kavrama ve şanzımandan boşalacak hacme 2 hidrolik pompa ve bir hidrolik motor sığdırılabilecektir. Sistemin en büyük hacme sahip ekipmanı akümülatör ise LPG Sistemli araçlardaki gibi bagaj bölümüne konulabilir. Yapılacak geliştirme çalışmaları ile akümülatör çalışma basıncı artırılarak aynı hacimde enerji depolama kapasitesi artırılabilir ve kullanılacak kompozit malzemeler ile sistem ağırlığı azaltılabilecektir. Otobüs kamyon gibi büyük araçlarda ise oldukça fazla boş hacim bulunduğundan sistemin uygulanması çok daha kolay olacaktır.

7. SONUÇLAR

Bilindiği üzere kara taşıtlarının yakıt sarfiyatları hesaplanırken sabit bir süratle, düz yolda hareket ettikleri düşünülerek hesap yapılır. Fakat gerçekteki yakıt tüketimi ise bu hesaplanan değerlerden oldukça yüksektir. Yolun tepelik bir arazide olması veya yoğun trafikten dolayı yapılan frenleme, yakıt sarfiyatını oldukça arttırıcı etmenlerdir. Yeni tasarlanan sistem ile gerçek yakıt tüketiminin ideal şartlar gözetilerek hesaplanan yakıt tüketimi değerine yaklaştırılması sağlanmıştır.

Basitleştirilerek uygulanan deney düzeneği ile de sistemin doğruluğu kanıtlanmış ve uygulama pratikleri konusunda oldukça deneyim ve bilgi kazanılmıştır.

Uygulanan sistemde basamaklı tür şanzıman sistemi değil, basamaksız bir tür sistem şanzıman bulunacağından, sistem basamaksız tür şanzıman yapısının tüm avantajlarını da taşıyacaktır. Bu avantajlar, basamaklar arasındaki değişim aralığından ötürü kaybedilen enerjinin kazanımı ve iletim oranının değişiminin kuvvet akışını kesmeden gerçekleşmesidir.

Uygulanacak otomatik kumanda sistemi ile şanzıman oranları otomatik olarak ayarlanacağı, kuvvet aktarımının kesintisiz gerçekleşeceği, yani debriyaj sistemi bulunmayacağı için sürüş rahatlığı sağlanacaktır.

Ayrıca uygulanan yeni sistem ile araçın rölantide çalışırken boşa sarfettiği enerji sürekli, sonradan kullanılmak üzere bir depoya gönderilmesi sebebiyle araçta rölanti kaybı oluşmasının önüne geçilmiş olacaktır.

Tüm kazançlar gözönüne alınarak yapılan hesaplamalarda şehir içi yakıt tüketiminde %63, şehir dışı yakıt tüketiminde ise seviyelerinde %20 yakıt tasarrufu sağlandığı belirlenmiş olup seri imalat gerçekleştirilmese dahi maliyet açısından uygulanabilir bir sistem olduğu tespitleri yapılmıştır.

KAYNAKLAR

Bosch hidrolik pompa kataloğu

Çetinkaya, S., (2004), "Taşıt Mekaniği", Nobel Yayın Dağıtım, Ankara.

Demirsoy, M., (1998), "Motorlu Araçlar", Birsen Yayınevi, İstanbul.

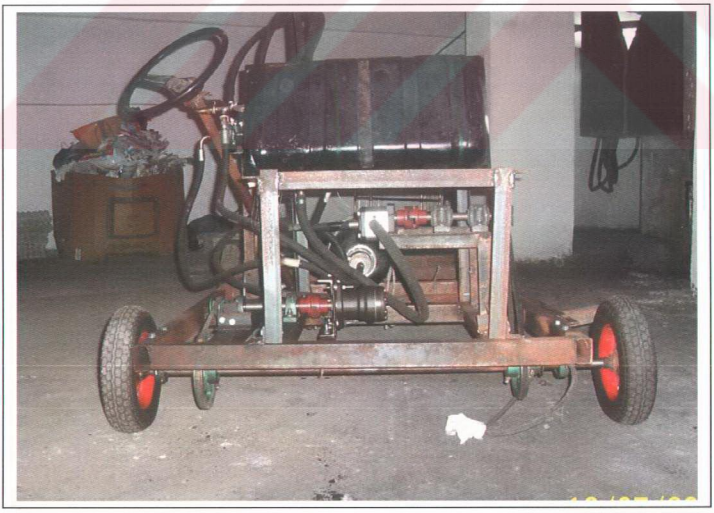
Demirtaş, F., (1997), "Hidrolik ve Pnömatik", Şafak Matbaacılık,İstanbul.

EPE Akümülatör Kataloğu (2001); Milano, İtaly

Sauer Danfoss Orbital Motors Kataloğu (2001) ; Nordborg, Danimarka

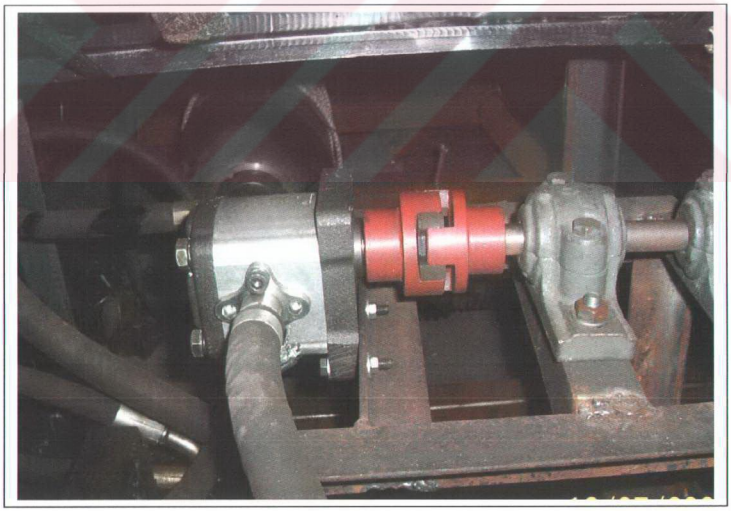
EK: DENEY DÜZENEĞİ RESİMLERİ

Şekil Ek 1.1. Deney düzeneği önden görünüş

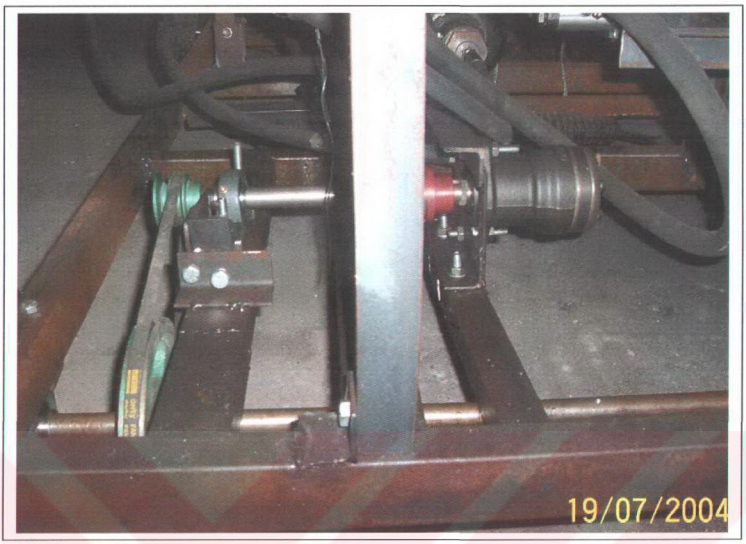


Şekil Ek 1.2. Deney düzeneği arkadan görünüş

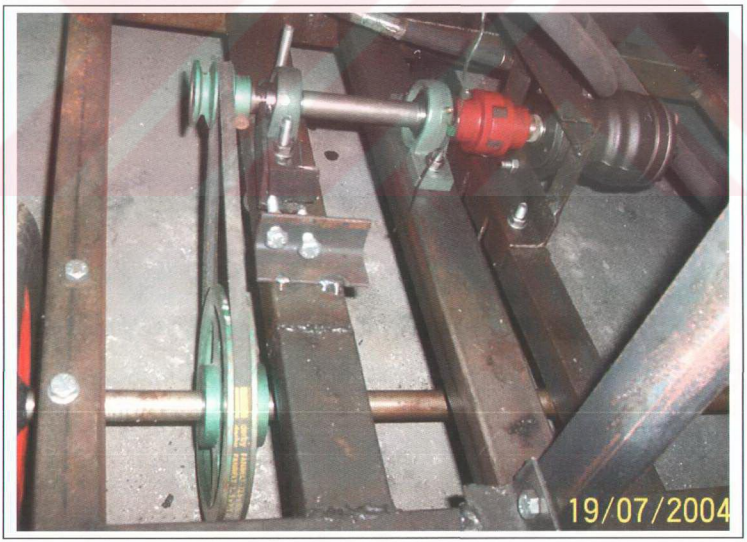
Şekil Ek 1.3. Deney düzeneği yandan görünüş



Şekil Ek 1.4. Hidrolik pompa

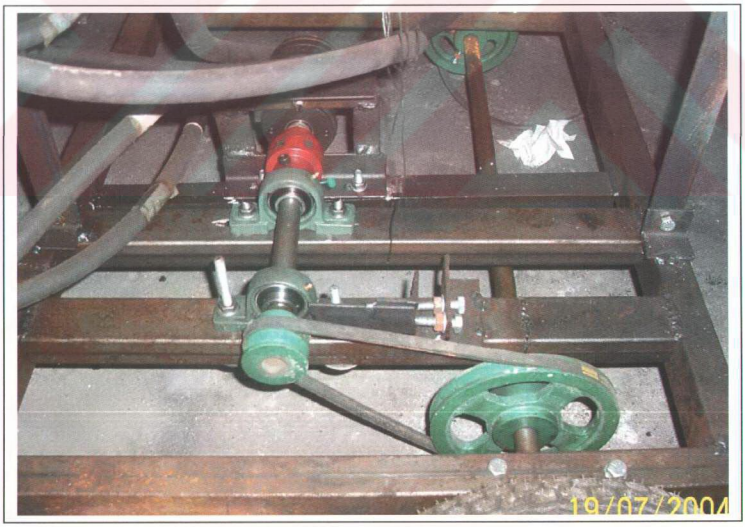


Şekil Ek 1.5. Hidrolik motor



Şekil Ek 1.6. Hidrolik motor arka aks bağlantısı

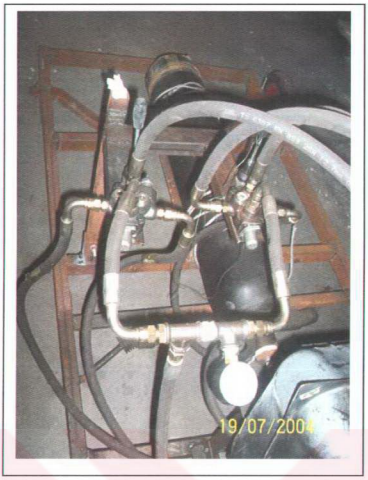
Şekil Ek 1.7. Hidrolik pompa arka aks bağlantısı (yandan)



Şekil Ek 1.8. Hidrolik motor arka aks bağlantısı (yandan)

Şekil Ek 1.9. Hidrolik pompa arka aks bağlantısı (arkadan)

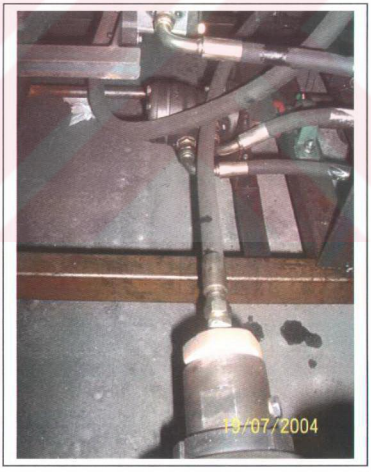
Şekil Ek 1.10. Deney düzeneği yandan görünüş



Şekil Ek 1.11. Vana bağlantıları

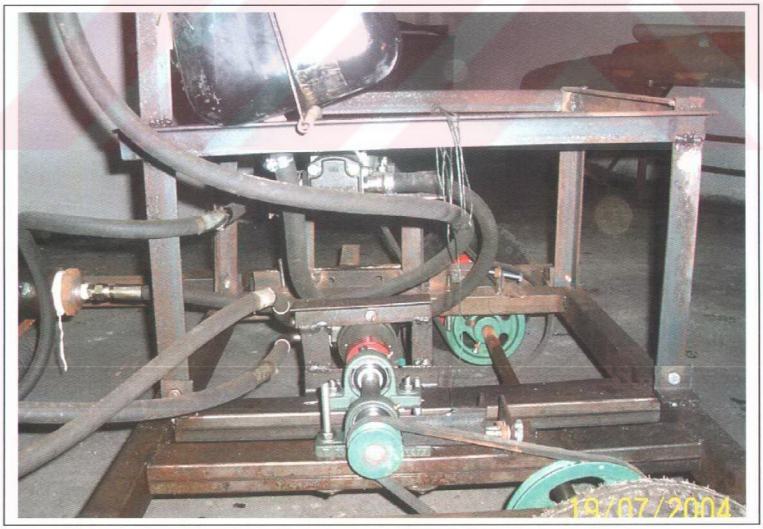
Şekil Ek 1.12. Vana bağlantısı

Şekil Ek 1.13. Akümülatör



Şekil Ek 1.14. Akümülatör bağlantısı

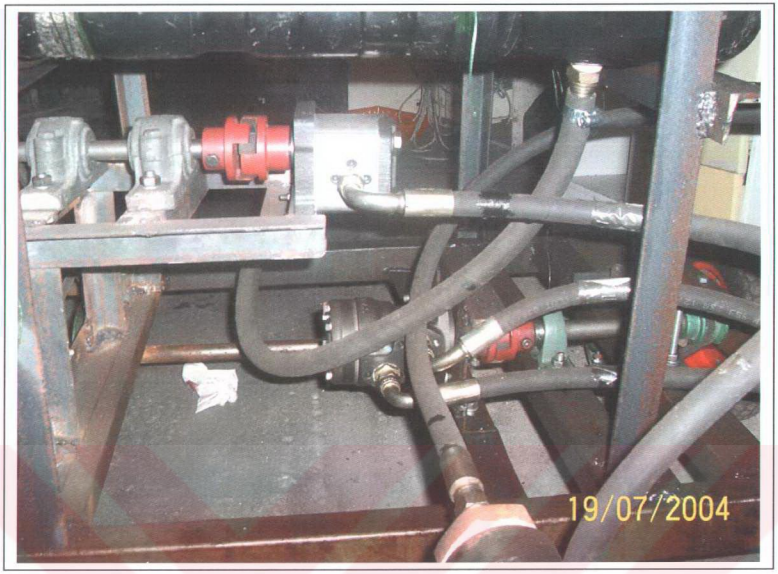
Şekil Ek 1.15. Vana bağlantıları



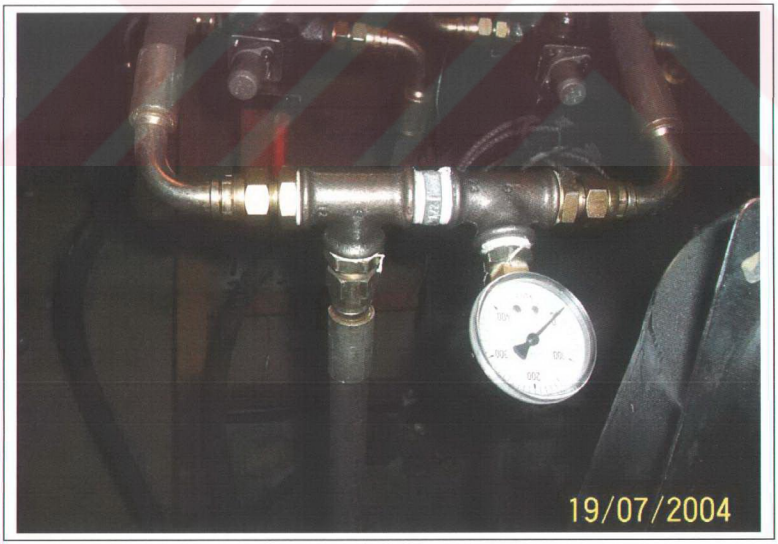
Şekil Ek 1.16. Hidrolik motor arka aks bağlantısı

Şekil Ek 1.17. Hidrolik sıvı tankı içi ve yağ filtresi

Şekil Ek 1.18. Deney düzeneği arkası genel görünüş



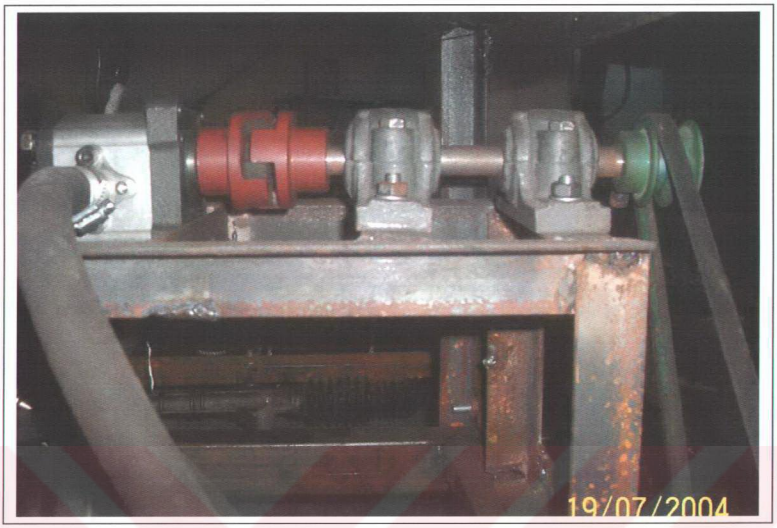
Şekil Ek 1.19. Hidrolik pompa ve hidrolik motor bağlantıları



Şekil Ek 1.20. Manometre bağlantısı

Şekil Ek 1.21. Vana bağlantıları üstten görünüş

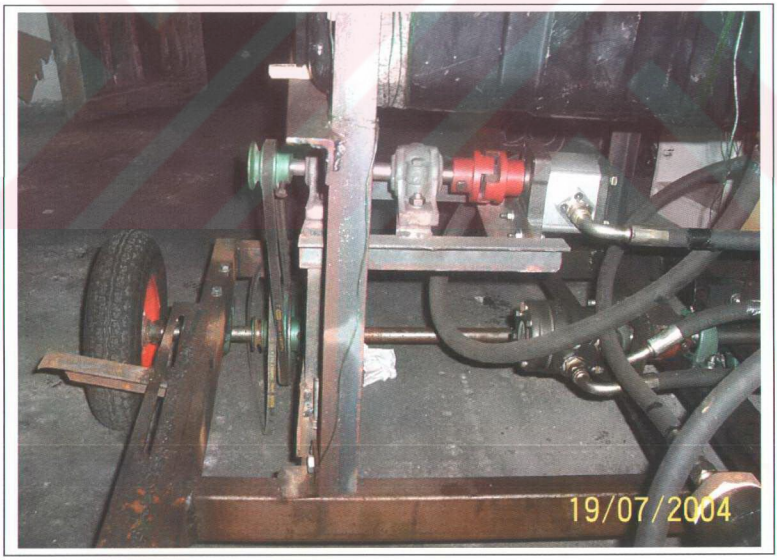
Şekil Ek 1.22. Deney düzeneği arka kısım üstten görünüş



Şekil Ek 1.23. Hidrolik pompa kaidesi

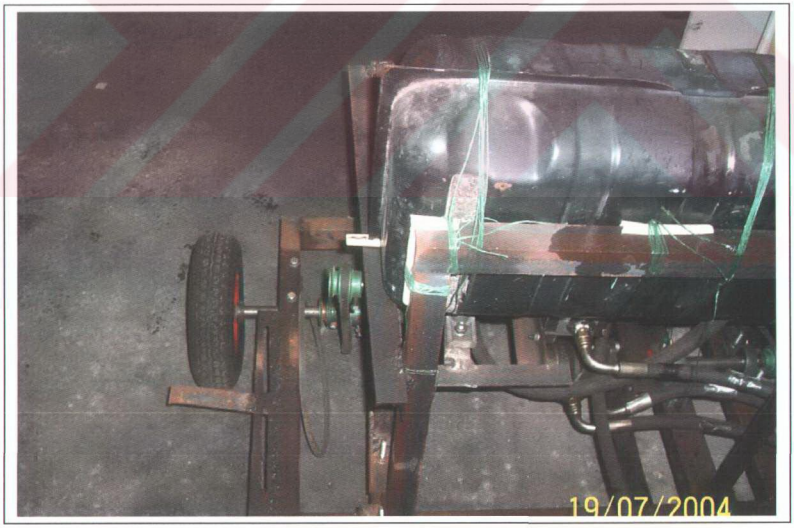
Şekil Ek 1.24. Deney için kullanılan benzinli motorun kaidesi ve bağlantı elemanları

Şekil Ek 1.25. Deney düzeneği önden görünüş

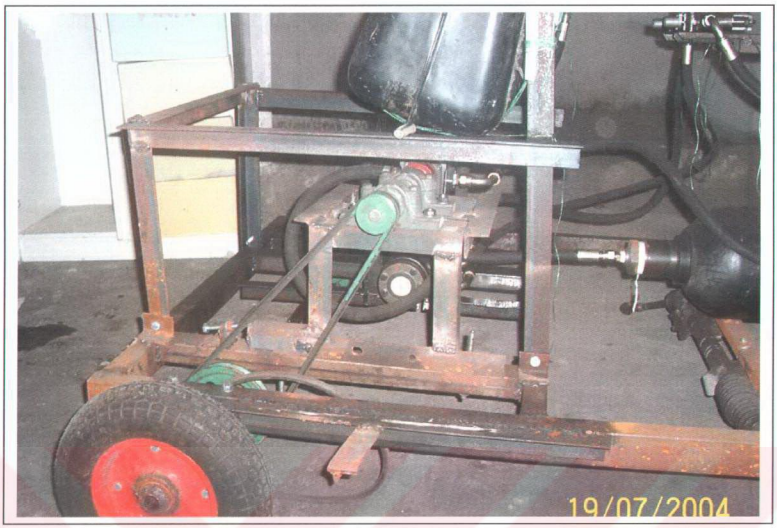


Şekil Ek 1.26. Hidrolik pompa arka aks bağlantısı

Şekil Ek 1.27. Deney düzeneği arka kısım genel görünüş



Şekil Ek 1.28. Deneyde kullanılan benzinli motor bağlantı kaidesi ve elemanları üstten görünüşü



Şekil Ek 1.29. Hidrolik pompa kaidesi bağlanısı

Şekil Ek 1.30. Hidrolik motor arka aks bağlantısı üst görünüşü

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	26.10.1977	
Doğum yeri	Zonguldak	
Lise	1988 - 1995	Kdz. Ereğli Anadolu Lisesi
Lisans	1995 - 2001	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2001 - 2004	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programı

Çalıştığı Kurumlar

2001 - 2002 Santem A.Ş.

- BTK İnşaat A.Ş. olimpik havuz, kapalı yarı olimpik havuz ve SPA proje ve uygulaması
- Doğuş Yapı A.Ş. marina havuzu, özel villa havuzu, özel süs havuzu projelendirme ve uygulaması

2002 - 2003 Havuz Dünyası Mühendislik

- Tacikistan Maliye Bakanlığı Konukevi yarı olimpik havuz, kapalı havuz ve SPA projelendirme ve uygulaması
- Tacikistan Cumhurbaşkanlığı Köşkü SPA projelendirme ve uygulaması
- Tacikistan Demiryolları Bakanlığı kapalı havuz projelendirme ve uygulaması

2003 - 2004 Ereğli Demir ve Çelik Fabrikaları T.AŞ.

- 120 x 70 mt ebatlarında Tehlikeli Atık Depolama Sahası projelendirme ve uygulaması
- 300 araç / gün kapasiteli ağır damperli, damperli kamyon ve yükleyicileri yıkayabilecek araç yıkama sistemi projelendirme ve uygulaması

- 10000 Nm^3/h kapasiteli 2 adet hava kompresörü tedarik edilip devreye alınma proje ve uygulaması
- Krom Kaplama Banyosu kurulumu