OM-241 GÜÇ AKTARMA ORGANLARI DERS NOTU

Teknoloji Fakültesi

Otomotiv Mühendisliği Bölümü

İÇİNDEKİLER

Sayfa

BÖLÜM 1 1
1.1. GÜÇ AKTARMA ORGANLARI İHTİYACI 1
1.2. GÜÇ AKTARMA ORGANLARI 3
1.2.1. Güç Aktarma Organları Yapım Şekilleri 4

BÖLÜM 2 7
2.1. KAVRAMALAR 7
2.2. KAVRAMANIN GÖREVLERİ 7
2.3. KAVRAMA ÇEŞİTLERİ 9
2.3.1. Kenetlemeli Kavramalar 9
2.3.2. Sürtünmeli Kavramalar 10
2.3.2.1. Eksenel tip kavramalar 10
2.3.2.1.1. Tek diskli kavrama 10
2.3.2.1.1.1. *Tek diskli kavramanın parçaları* 12
2.3.2.1.2. Kavrama tertibatı ayarları 30
2.3.2.1.3. *Tek diskli kavrama çeşitleri* 32
2.3.2.1.4. *Tek diskli kavramanın arızaları* 36
2.3.2.1.5. Çok diskli kavrama 44
2.3.2.2. Kavrama mekaniği 45
2.3.2.2.1. Düzgün dağılmış basınç 45
2.3.2.2.2. Düzgün dağılmış aşınma 47

BÖLÜM 3 53
3.1. STANDART VİTES KUTULARI 53
3.1.1. Vites Kutusundan İstenilen Özellikler 53
3.1.2. Temel Eşitlikler ve Dişli Oranı 53
3.1.3. Taşıtlarda Vites Kademelerinin Seçimi 56
3.1.4. Direnç Kuvvetleri 56
3.1.4.1. Yuvarlanma direnci 56
3.1.4.2. Aerodinamik direnç 59
3.1.4.3. Yokuş direnci 61
3.1.4.4. İvme direnci 62
3.1.4.5. *Transmisyon direnci* 63
3.1.5. Tahrik Kuvveti 63
3.1.5.1. Tahrik kuvvetinin taşıt hızı ile değişimi 65
3.1.5.2. Performans diyagramı 66
3.1.5.3. İdeal tahrik kuvveti hiperbolu 68
3.1.5.4. Güç hız diyagramı 69
3.1.6. Dişli Oranlarının Bulunması 69
3.1.6.1. Geometrik dizi metodu 70
3.1.6.2. Aritmetik dizi metodu 72
3.1.7. Doğrusal Taşıt Hareketinde Kuvvetler 73
3.2. MANUEL VİTES KUTUSU 78
3.2.1. Vites Kutusunun Görevleri 78
3.2.2. Vites Kutusunun Amacı 80
3.2.3. Vites Kutusu Çeşitleri 81
3.2.4. Basit Bir Vites Kutusu Örneği 81
3.2.5. Vites Kutusunda Önemli Gereklilikler 85
3.2.6. Senkromeç Mekanizması 85

İÇİNDEKİLER

Sayfa
BÖLÜM 4 88
4.1. KARDAN MİLLERİ VE ÜNİVERSAL MAFSALLAR 88
4.1.1. Kardan Milleri 88
4.1.2. Kardan Milinin Sökülmesi 89
4.1.3. Kardan Milindeki Titreşimler 89
4.1.4. Üniversal Mafsal Çeşitleri 89
4.1.4.1. Adi üniversal mafsal 89
4.1.4.2. Sabit hız mafsalları 91
4.1.5. Üniversal Mafsalın Sökülmesi-Takılması ve Bakımı 93
4.1.6. Mafsal Arızaları 93

BÖLÜM 5 95
5.1. DİFERANSİYELLER 95
5.2. DİFERANSİYELE İHTİYAÇ DUYULMASININ SEBEBİ 96
5.3. DİFERANSİYELİN ÇEŞİTLERİ 97
5.4. DİFERANSİYEL DİŞLİ KUTUSU 98
5.5. DİFERANSİYEL DİŞLİ KUTUSU VE YATAKLAR 100
5.6. DİFERANSİYEL HAREKET VE DİFERANSİYEL DİŞLİ KUTUSUNUN ÇALIŞMASI 101
5.7. KULLANILAN DİŞLİLER 102
5.8. HAREKET İLETME ORANLARI 103
5.9. KONTROLLÜ KAYMA YAPABİLEN DİFERANSİYELLER 104
5.9.1. Chrysler'in Sure-Grip Diferansiyeli 104
5.9.2. Anti-Spin Diferansiyel 106
5.10. TAM KAYMA YAPMAYAN DİFERANSİYELLER 106
5.10.1. No-Spin Diferansiyeli 107
5.10.2 Tork Dağılımlı Diferansiyel 107
5.11. ÖZEL MAKSATLI DİFERANSİYELLER 108
5.12. İNTER TAKVİYELİ DİFERANSİYELİNİN ÇALIŞMASI 109
5.13. TAKVİYE VİTESİ ÇALIŞTIRMA MEKANİZMASI 109
5.14. PLANET DİŞLİ SİSTEMLİ DİFERANSİYEL 110
5.15. DÖRT TEKERİ TAHRİKLİ ARAÇLAR 111
5.16. SÜREKLİ TAKVİYE VİTESLİ SİSTEM 111
5.17. ARKA AKSLAR VE DİFERANSİYELLERİN BAKIMI 112
5.17.1. Giriş 112
5.17.2. Arızaların Muhtemel Sebepleri 112
5.17.3. Arka Akslardan ve Diferansiyelden Gelen Seslerin Tespiti ve Teşhisi 114
5.17.4. Arka Aks ve Diferansiyel Arızalarının Ayrıntılı Olarak Açıklanması 116
5.18. KAYMA YAPMAYAN DİFERANSİYELİN KONTROLÜ 119
5.19. DİFERANSİYELLERİN BAKIMI 119
5.20. AKSLARDA EKSENEL GEZİNTİ 120
5.21. AYNA DİŞLİSİNİN KONTROLÜ 120
5.22. AYNA-MAHRUTİ ARASINDAKİ DİŞ TEMASI İZİ AYARI 121

İÇİNDEKİLER

Sayfa

BÖLÜM 6 122
6.1. OTOMATİK TRANSMİSYONLAR 122
6.2. HİDROLİK KAVRAMA 122
6.3. PLANET DİŞLİ SİSTEMLERİ 128
6.3.1. Planet Dişli Sistemi Üstünlükleri: 128
6.3.2. Planet Dişli Sistemlerinin Otomobilde Uygulanması 128
6.3.3. Planet Dişli Sistemi Hareket Geçiş Şekilleri 129
6.4. OTOMATİK TRANSMİSYONLAR 136
6.4.1. Mekanik Devre 136
6.4.2. Hidrolik Devre 141
6.4.3. Motor Yükünün Algılanması 146
6.5. ELEKTRONİK KONTROLLÜ OTOMATİK TRANSMİSYON 147
6.6. FRENLEME BANTLARI 148
6.6.1. Frenleme Bantlarının Çalışması 148
6.7. KAVRAMALAR 148
6.7.1. Tek Yönlü Kavramalar 148
6.7.2. Çok Diskli Kavramalar 149

BÖLÜM 7 150
7.1. DÜZ VE OTOMATİK SEÇİMLİ VİTES KUTULARI 150
7.2. DÜZ VE OTOMATİK SEÇİMLİ VİTES KUTULARINDAN ÖRNEKLER 150
7.2.1. Volkswagen Tiptronik Vites Kutusu 150
7.2.1.1. Tiptronik sisteminin parçaları 150
7.2.1.2. Tiptronik vites konumu 153
7.2.2. Opel'de Easytronic Vites Kutusu 154
7.2.2.1. Opel easytronik tanımı ve çalışma prensibi 155
7.2.2.2. Elektrik kumanda 157
7.2.3. Alfa Romeo Qtronik Vites Kutusu 159
7.2.4. BMW Steptronik Vites Kutusu 160

BÖLÜM 1

1.1. GÜÇ AKTARMA ORGANLARI İHTİYACI

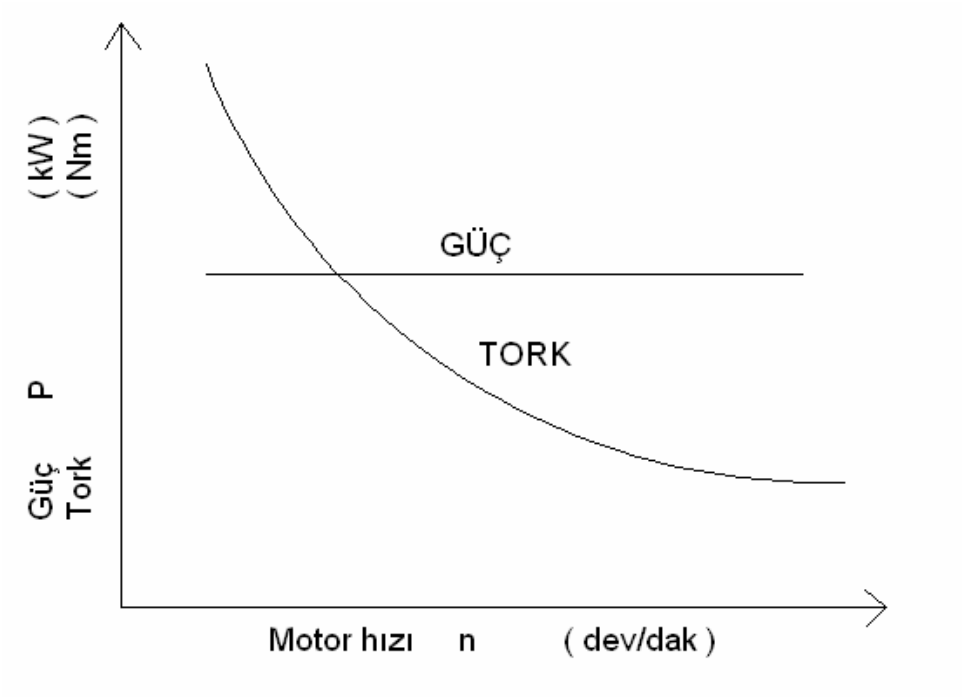
Günümüzde iş yapan hangi tür makine olursa olsun, bu tahrik etmek için bir enerji makinesi kullanılır.

Bu enerji makinesi iş yapan makineye her türlü şartlarda, o şarta uygun güç vermelidir. Aynı zamanda düşük devirlerde vereceği tork yüksek olmalıdır.

Konumuzu taşıtlara kaydırırsak, bir taşıtın durgun halden maksimum hızı elde edene kadar geçen devrede, o taşıtı tahrik eden enerji makinesinin karşılaşacağı tepki kuvvetleri birden fazla olacaktır ve bu kuvvetler taşıtın hareketine, hızına, ivmesine ve yol durumuna bağlı olarak artacak azalacak, fakat daima taşıtı durdurmaya çalışacaklardır.

O halde taşıtı tahrik eden enerji makinesi, bu direnç kuvvetlerini yenerek maksimum hızına ulaştırabilsin. Diğer bir anlatımla enerji makinesi taşıtın her hızında hıza bağlı olmayan maksimum sabit bir güç vermeli ve düşük hızlarda maksimum torku sağlayabilmelidir.

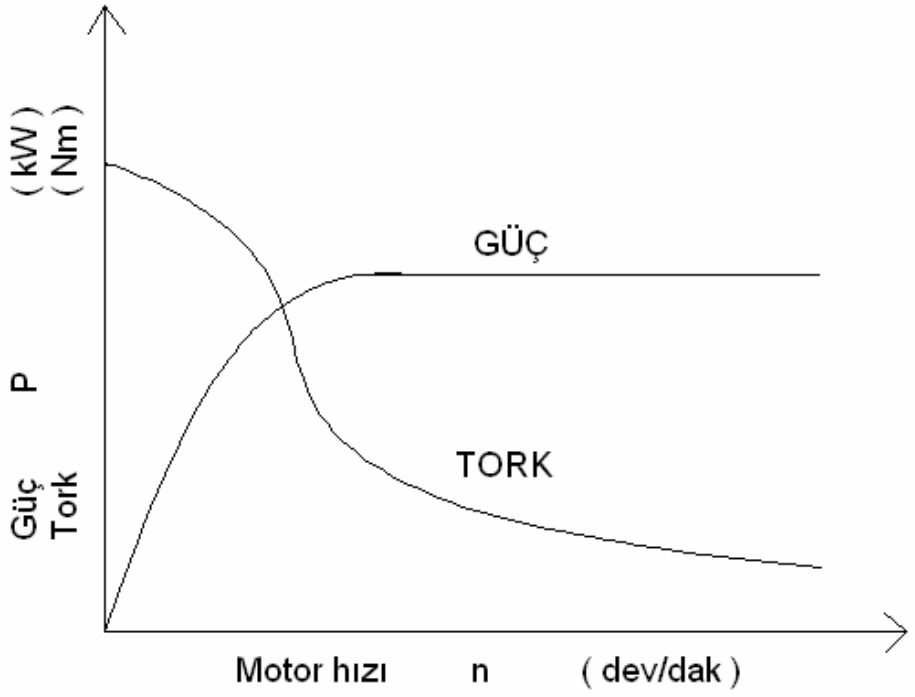
Bu şartları sağlayacak enerji makinesinin güç ve tork diyagramı Şekil 1.1'de görüldüğü gibi olur.



Şekil 1.1. İdeal Güç-Tork Diyagramı

Günümüzde enerji makineleri türü olarak, dıştan yanmalı motorlar (Buhar makinesi) içten yanmalı motorlar (Benzin ve Dizel motorları, Gaz türbinleri) ve elektrik motorları kullanılmaktadır.

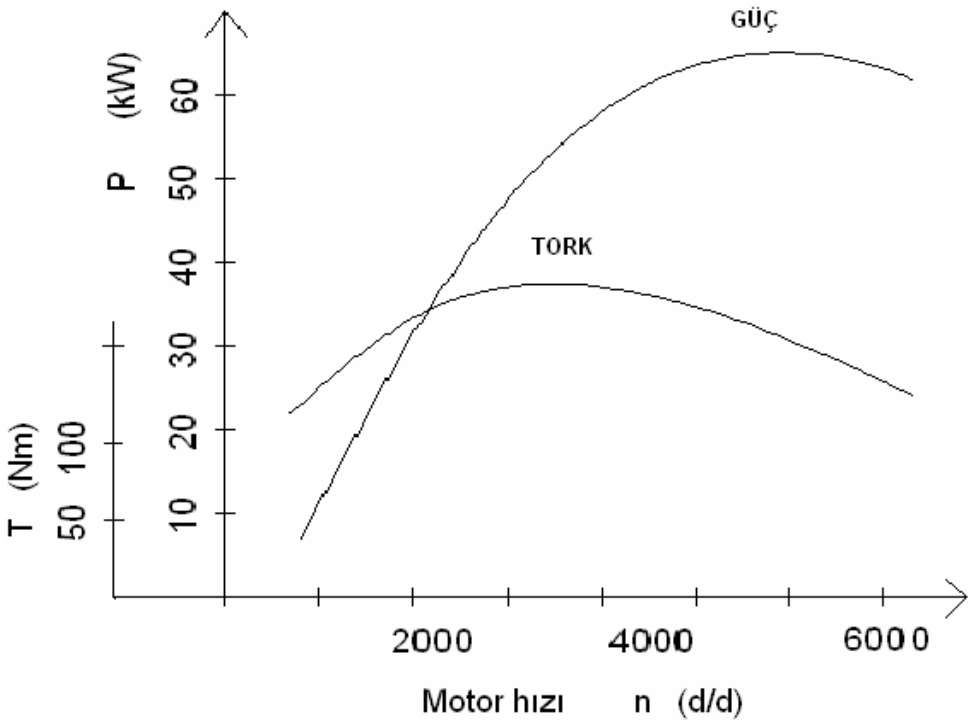
Bu enerji makineleri içerisindeki buhar makineleri ve seri elektrik motorlarının performans karakteristikleri Şekil 1.2'de görüldüğü gibi istenilen ideal güç tork diyagramına yaklaşım gösterir.



Şekil 1.2. Buhar Makineleri ve Elektrik Motorları Güç-Tork Diyagramı

Eğer bir taşıtta bu enerji makineleri kullanılabilseydi, hiç bir ara elemana gerek kalmadan hareket direk olarak tekerleklere aktarılabilirdi. Ancak bu enerji makinelerinin taşıtta kullanılma mahzurlarından ötürü (buhar makinesinin taşıt üzerinde kapladığı yer, elektrik enerjisinin taşıt üzerinde fazla miktarda depolanamaması) bugün taşıtlarda içten yanmalı motorlar kullanılmaktadır.

İçten yanmalı motorlar, yük altında harekete geçemez ve ilk hareket yardımcı bir sistemle sağlanır. Şekil 1.3'de içten yanmalı bir motorun tam yükte performans diyagramı görülmektedir.



Şekil 1.3. İçten Yanmalı Motorların Güç-Tork Diyagramı

Şekilde de görüldüğü gibi güç ve tork eğrileri, ideal güç ve tork eğrilerine uymaz. 0 halde tekerleklere düşük hızlarda yüksek tork ve hıza bağlı kalmaksızın sabit güç verebilmek için, motor ile tekerlekler arasında bu şartları sağlayabilecek yardımcı elemanlar kullanmak gerekir. Bu ara elemanlara ***GÜÇ AKTARMA ORGANLARI*** adı verilir.

1.2. GÜÇ AKTARMA ORGANLARI

Günümüzde taşıtlarda, motor ile tekerlekler arasında klasik güç aktarma organları dizilişi şöyledir; Kavrama, Vites Kutusu, Mafsal, Şaft, Diferansiyel ve Aks. İçten yanmalı motorun harekete (YÜK altında) geçmesine karşı kavrama kullanılır.

Kavrama ayrışma esnasında motor ile tekerlekler arasındaki bağlantıyı keserek, motorun çalışarak yavaşlatılmış devrine gelmesini sağlar. Daha sonra hareket iletimini kademeli kavraşma yapmak suretiyle sarsıntısız bir şekilde vites kutusuna iletir.

İçten yanmalı motorun güç ve torkunun devirle değişmesinden ötürü, yüksek tork ve düşük devir istenilen yerlerde (taşıtın ilk harekete geçişi veya yokuş çıkarken) vites kutusuna gerek duyulur. Vites kutusu, taşıtın her türlü şartlardaki hareketini sağlayabilmesi için tork ve devir değişimini kademeli olarak yapmalıdır.

Taşıtın hareketi esnasında, motor şasiye sabit bir konumda bağlanmıştır. Oysa tekerlekler yoldaki bozukluklardan ötürü süspansiyon aracılığı ile aşağı yukarı hareket ederler. Tekerlek ve arka köprünün hareketinden, motor ile vites kutusu etkilenmemelidir. Bunu şaft üzerinde bulunan üniversal mafsallar sağlar. Üniversal mafsallar ayrıca vites kutusu ile diferansiyel arasındaki eksen farkını ortadan kaldırır.

Taşıtlarda motorun yeri ve konumu değişiktir. Buna bağlı olarak tekerleklere hareketin 90° veya uygun bir açıyla iletilmesi gerekir. Ayrıca tekerlekler virajda farklı daireler üzerinde yol aldıklarından, hızları da farklı olmalıdır. Bunun dışında vites kutusunun haricinde de tork arttırıcı özelliğe sahip bir elemanın olması gerekir. Bu elemana diferansiyel adı verilir ve yukarda belirtilen görevleri yerine getirir.

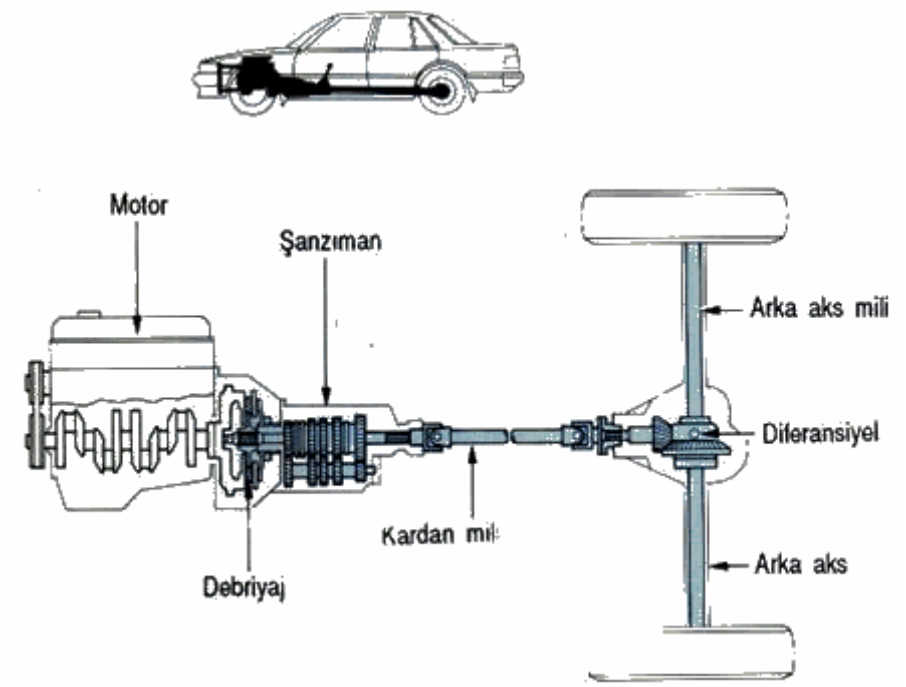
Şimdiye kadar açıklanan şartların sağlanabilmesi için güç aktarma organlarından beklenilen özellikler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Motorla tekerlekler arasındaki irtibatı gerektiğinde kesebilmeli.
- Motordan tekerleklere tork iletimi düzgün, darbesiz ve sessiz olmalı.
- Tork artış oranı kademeli ve değişken olmalı.
- Taşıta gerektiğinde geri hareket sağlamalı.
- Motor hızını yaklaşık 4/1 oranında düşürmeli.
- Motorun hareketi 90° veya uygun bir açıyla tekerleklere iletilmeli.
- Virajlarda tekerleklerin farklı hızlarda dönmesini sağlamalı.

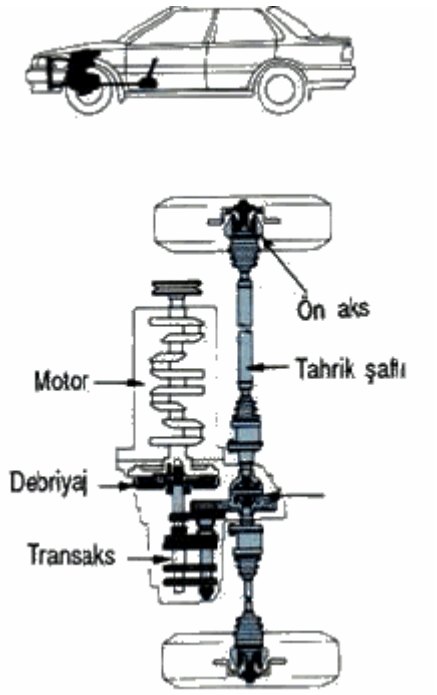
1.2.1. Güç Aktarma Organları Yapım Şekilleri

Yukarıda sıralanan özelliklerin sağlanması değişik yapım şekilleriyle elde edilmiştir. Şekil 1.4 ile 1.7 arasında, çeşitli amaçlara yönelik güç aktarma organları yapım şekilleri görülmektedir. Güç aktarma organları taşıt üzerinde birçok şekilde konumlandırılmaktadır. Burada birkaç şekli verilmiştir.

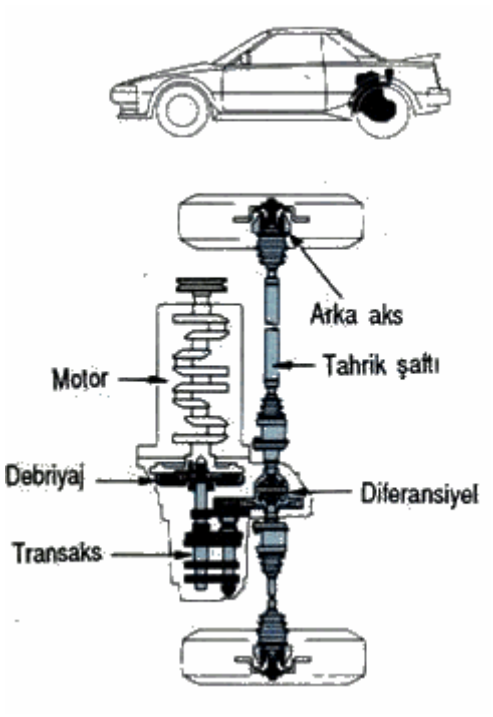
Güç aktarma organlarında yaygın olarak standart kavrama (veya hidrolik kavrama, tork konvektör), standart vites kutusu (veya otomatik transmisyon), Şaft, Diferansiyel ve Akslar kullanılmaktadır. Diğer bölümlerde güç aktarma organlarını oluşturan bu kısımlar sırayla incelenecektir.



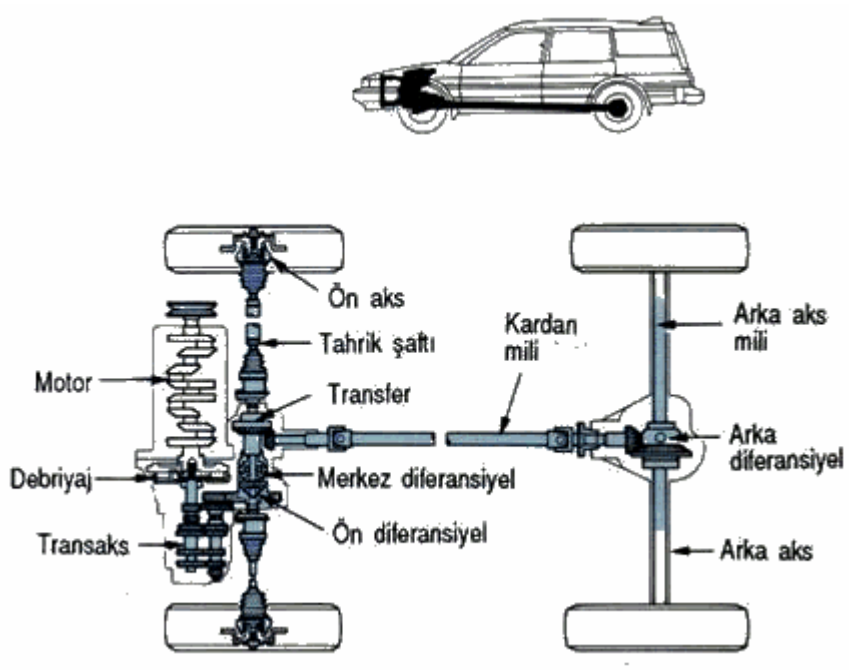
Şekil 1.4. Motor önde arkadan itişli serbest süspansiyon



Şekil 1.5. Motor önde önden çekişli



Şekil 1.6. Motor arkada ve taşıt eksenine dik



Şekil 1.7. Dört tekerlekten çekişli

BÖLÜM 2

2.1. KAVRAMALAR

Genel olarak hareket veren ve hareketi alan makinelerde iki milin birleştirilmesi kavramalar ve kaplinlerle sağlanmaktadır. İkisi arasındaki başlıca fark, kaplinler iki mili sabit olarak birbirine bağladığı halde kavramalar istenildiği zaman güç iletimi sırasında, iki mili birbirinden ayırabilir veya birleştirebilir.

Şekil 2.1. Kaplinler

Motorlu taşıtlarda kullanılan kavramalar, aynı eksen üzerinde bulunan motor krank mili ile vites kutusu giriş mili arasına yerleştirilmiş olup, motorun hareketini vites kutusuna geçmesini sağlar ve istenildiği zaman çalışma esnasında hareketi keser.

Kavramalar en iyi şekilde konstrüksiyonları ve kontrol edilebilme kabiliyetlerine göre sınıflandırılırlar, ister en çok kullanılmakta olan katı cisimlerin sürtünmesinden faydalanılan mekanik kavramalar olsun, isterse sıvının atalet ve sürtünmesinden faydalanılan hidrolik kavramalar olsun hepsinin çalışması sürtünme prensibine dayanmaktadır.

2.2. KAVRAMANIN GÖREVLERİ

Motorlu taşıtlarda kavramanın görevlerini şu ana noktalar altında toplayabiliriz:

- Kavrama kavraşmamış durumda ve motor çalışırken hareket vites kutusuna iletilmez. Vites kutusu vites kademelerinden birinde olsa dahi taşıt harekete geçemez, o halde taşıt dururken motorun çalışmasına imkân verir.

- Motor çalışırken kavrama kavraşmış pozisyonda olursa (ilk harekete geçişte) hareketi kayma yapmak suretiyle kademeli olarak tekerleklere iletir. Motor devri ile tekerlek devri arasında bir denge sağlar. Bundan başka taşıt hareket halinde iken çeşitli nedenlerle oluşmuş aşırı tork yüklerinde kayma yaparak güç aktarma organlarında darbe etkisini azaltır.
- Yine taşıt hareket halindeyken motorla vites kutusu arasındaki bağlantıyı ani olarak keserek vites kademesinin değiştirilmesini sağlar. Eğer güç iletimi sırasında güç iletimi durdurulmadan vites kutusunda hız oranı değiştirilmek istenirse kavraşması gereken dişlilerin çevresel hızları birbirine eşit olmayacağından kavraşma sağlanamayacaktır. Aynı şekilde kavraşan iki dişliyi ayırmak istersek yük iletiminden ötürü basınç altında olan bu dişlilerin ayrılması güç olacaktır.

Bu açıklamalardan sonra kavramanın motorlu taşıtlardaki görevlerini maddeler halinde özetleyebiliriz:

1. Taşıt dururken, motorun ilk harekete geçirilmesini sağlar.

2. Motor çalışırken hareketin tekerleklere kademeli olarak geçmesini sağlar. (Taşıt ilk harekete geçişte)

3. Ani yük darbelerinde kayma yaparak güç aktarma organlarını korur.

4. Vites kademelerinin değişimi sırasında, hareket geçişini ani olarak keser.

Bu görevlerin dışında kavrama, ayırma ve kavraşma görevlerini yerine getirirken aşağıda belirtilen özelliklere sahip olmalıdır:

a) Sarsıntısız, kolay bir kavraşma sağlamalıdır.

b) Kavraşmış durumda kaymamalıdır.

c) Kısmi kavraşmalardaki kaymadan doğan ısıya dayanıklı olmalıdır.

d) Isıyı kolaylıkla dışarıya nakletmelidir.

e) Kolay ve sessiz vites değişimi için hareket geçişini çabuk kesmelidir.

f) Ayrılma durumuna geçebilmesi için dışardan tatbik edilen kuvvet (Pedal kuvveti) az olmalıdır.

g) Krank milindeki burulma titreşimlerini vites kutusuna iletmemelidir.

h) Ekonomik ve bakımı kolay olmalıdır.

2.3. KAVRAMA ÇEŞİTLERİ

Hareketi nakletme prensipleri yönünden çeşitleri beş ana kısımda toplanabilir:

1. Kenetlemeli kavramalar
   a) Parmaklı tip
   b) Dişli tip
2. Sürtünmeli kavramalar
   a)Eksensel tip kavramalar
   - Tek diskli kavrama
   - Çok diskli kavrama

   b)Radyal tip kavramalar
   - Pabuçlu kavrama
   - Bilezikli kavrama
   - Banalı kavrama
   - Konik kavrama
3. Manyetik kavramalar
   a)Manyetik tozlu kavrama
   b)Manyetik dalgalı kavrama
4. Tek yönlü kavramalar
   a)Rulman tipi kavrama
   b)Takoz kavrama
   c)Helisel yaylı kavrama
5. Akışkanlı kavramalar
   a)Toz akışkanlı kavrama
   b)Sıvı akışkanlı kavrama (Hidrolik kavrama)

2.3.1. Kenetlemeli Kavramalar

Birbirini kavrayan çeneler veya dişliler kenetlenerek sabit bir mafsal teşkil ederler ve hareket iletimi yapılırken ayrılabilirler. Ucuz, basit yapı ve mukavim olmalarına rağmen otomotiv sanayisinde amaca hizmet etmedikleri için kullanılmazlar. Yapı itibarı ile parmaklı ve dişli şeklinde olurlar.

Bu grup kavramaların özellikleri aşağıdaki gibi özetlenebilir:

a) Döndürme momentini iletirken kaymazlar, bu yüzden kaymadan ötürü enerji kaybı yoktur.

b) Kayma olmadığı için kavramada ısı artışı olmaz.

c) Dönme hızı yüksek olursa kavraşamazlar.

d) Bazen hareket iletilmediği halde bile kavraşmaları güçtür.

e) Herhangi bir hızda kenetlenmek istedikleri vakit vuruntu ve titreşimlere sebep olurlar.

2.3.2. Sürtünmeli Kavramalar

En çok kullanılan kavrama tipidir. Karşılıklı yüzleri birbirini sıkıca kavrayan iki veya daha çok plakalardan meydana gelir. Sürtünme kuvveti ile birbirini kavrayan yüzeylerin özellikleri aşağıdaki gibi özetlenebilir:

1. Karşılıklı yüzlerden en az biri sürtünme katsayısı yüksek olan bir gereç ile kaplanmalıdır.
2. Sürtünme katsayısı sıcaklık ile değişmemelidir.
3. Aşınmaya karşı mukavim olmalıdır.
4. Isıya karşı mukavim olmalıdır.

Kavrama kenetlendiği vakit bütün elemanlar tek bir ünite halinde dönerler. Fakat denge durumu bozulduğu vakit yüzeyler birbiri üzerinden serbestçe kayarlar. Kayma özelliğinin fayda ve zararları olduğu gibi iletilecek döndürme momenti üzerinde kısıtlayıcı rol oynarlar. Kayma vuruntu ve titreşimlerin iletilmesine engel olduğundan bütün sistemi aşırı yüklerden korur. Bunun yanında kayma sık sık tekrarlanıyorsa, ısının çevreye iletilmesi için yeteri kadar zaman olmayacaktır.

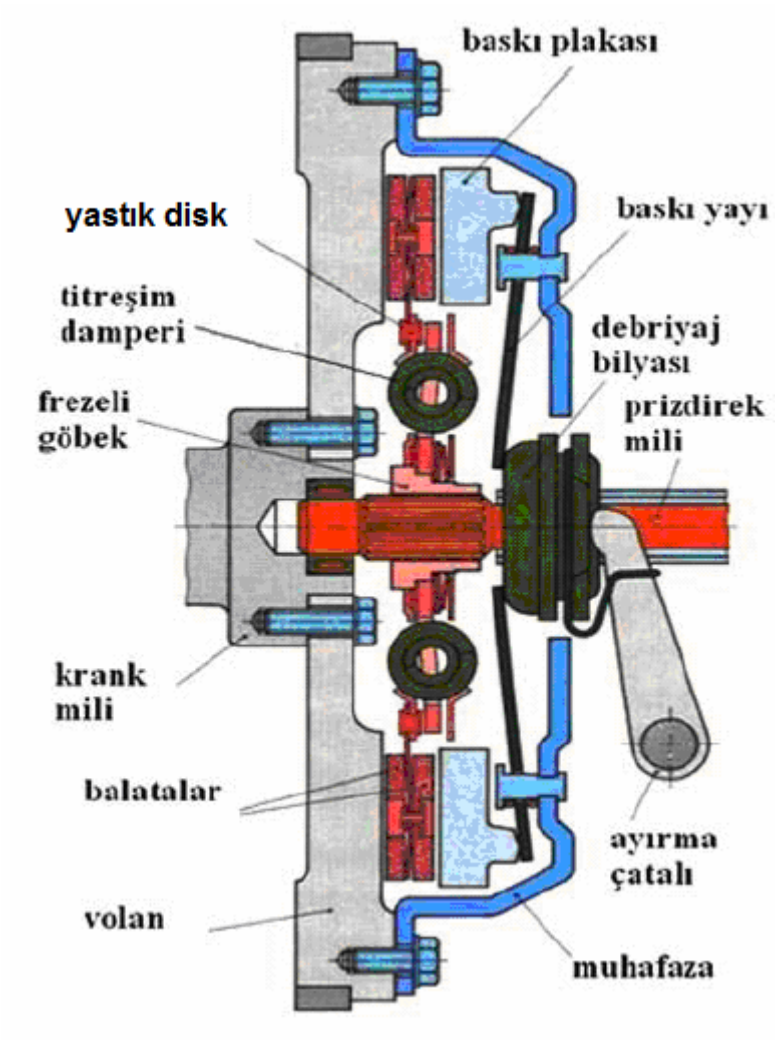
2.3.2.1. Eksenel tip kavramalar

2.3.2.1.1. Tek diskli kavrama

Tek diskli bir otomobil kavraması Şekil 2.2'de görülmektedir. Kavrama, sürücü motorla transmisyon tertibatını birleştirme ve ayırma imkânını verir. Kavrama kavraşmış durumda iken güç, motordan kavrama aracılığı ile vites kutusuna geçer. Eğer herhangi bir vitese takılmış ise güç, güç aktarma organları vasıtası ile tekerleklere kadar geçer ve taşıt hareket eder. Esas olarak kavrama, sürücü kavrama pedalına basarak kısa bir müddet için motoru vites kutusundan ayırmasını, ileri ve geri gidiş için kolayca, vites değiştirmesini ve ilk harekette motorun dönüşünü duran tekerleklere, yavaş yavaş ileterek, aracın sarsıntısız olarak yavaşça harekete geçmesini sağlar. Vites değiştirilmeden önce, kavrama ayrılarak motordan vites kutusuna hareketin geçişi durdurulur. Aksi halde vites değiştirme çok zor veya imkânsız olur.

Şekil 2.2'de görüldüğü gibi volan kavramanın önünde ana sürtünme yüzeyini oluşturur, kavrama muhafazası volana cıvatalarla bağlanmış ve içerisinde disk, baskı

plakası ve yaylar yer almıştır. Baskı plakası muhafazaya bağlı olduğundan volanla birlikte döner.



Şekil 2.2. Tek diskli bir kavramanın kesit görünüşü

Disk sürtünme yüzeylerini sağlayarak volanla baskı plakası arasında sıkışmıştır. Kavraşma eksensel yaylarla sağlanır. Yayların bir ucu kavrama muhafazasında yuvalandırılmış diğer uçları ise baskı plakasına yaslandırılmıştır ve böylece disk baskı plakası ile volan arasında sıkıştırılmıştır. Disk göbeğine ise vites kutusu giriş mili kamalandırılmıştır.

Ayırma parmakları uygulanan eksensel kuvvetle ayrılır. Parmaklar muhafazaya mesnetli olduğundan, diğer uçları baskı plakasını yaylara doğru çekerek diskin serbest kalmasını sağlarlar. Baskı plakasının eksensel hareketi tam ayrışma durumunda 1,5 mm dolayındadır. Baskı plakasını iten toplam kuvvet (yay kuvveti) 10 kN dur.

Pedal kuvveti ve pedal hareketi insan faktörüyle sınırlanmıştır. Bu kavrama yaylarının toplam itme kuvvetini etkiler, fazla bir pedal hareketi ve sert bir pedal sürücüyü yorar pedala uygulanan kuvvet 200 N'dan fazla olmamalıdır. Diskli kavramalarda sürtünme katsayısı 0,3 ile 0,4 arasındadır. Böylece kavramanın tork iletme kapasitesi sürtünme yüzeylerinin ortalama yarıçapını artırmakla yükseltilebilir. Ağır taşıtlarda pedal sistemine yardımcı üniteler eklenerek, kontrolleri kolaylaştırılmıştır. Kumanda sistemi mekanik olduğu gibi hidrolikte olabilir.

2.3.2.1.1.1. *Tek diskli kavramanın parçaları*

Tek diskli kavrama altı ana parçadan oluşmuştur:

1. Volan	4. Baskı Yayları
2. Disk	5. Kavrama Muhafazası
3. Baskı Plakası	6. Kumanda Sistemi

1. Volan: Motorun çalışmasını dengelemesi ve marş vasıtası ile ilk harekete geçirmesi görevlerinin yanında, kavrama sisteminin de ana parçalarından birisini oluşturur.

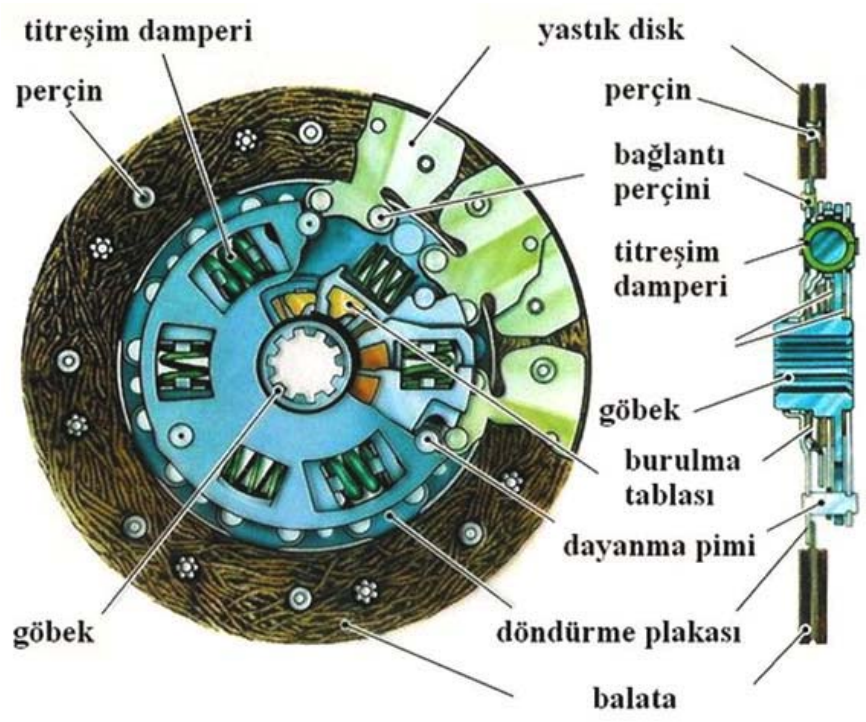
Şekil 2.3. Volan

Volanın disk yüzeyine gelen kısmı, hassas bir şekilde işlenmiştir. Üzerine kavrama muhafazasının bağlanabilmesi için cıvata delikleri açılmış, göbeğine ise vites

kutusu giriş milinin (kavrama mili) yataklanması için yatak yuvası açılmıştır. Bu yatak bazı tiplerde masuralı, diğerlerinde ise bronzdan yapılmış burç tipi şeklindedir. Kavrama tertibatının takılışı esnasında burası mutlaka gresle yağlanmalıdır.

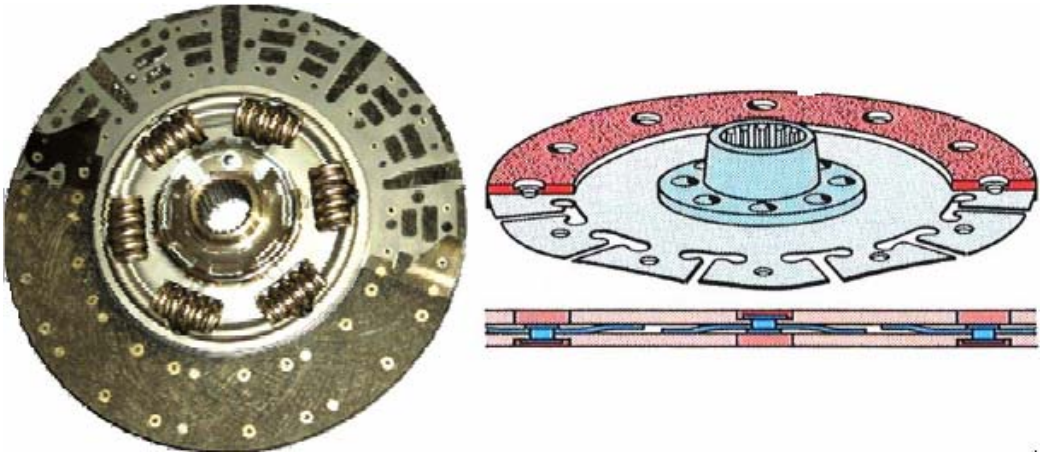
Volan için kullanılan en iyi malzeme dökme demirdir. Çünkü dökme demirin kendi kendini yağlama özelliği vardır. Bu suretle üzerinde meydana gelecek aşınma asgariye inmiş olur. Yüksek devirli motorlarda ise çelik volanlar kullanılır. Bunların sürtünme yüzeyleri ise yine dökme demir olur.

***2. Disk*:** Yapısı basit olmasına rağmen üzerinde en fazla eleman olan kavrama parçasıdır. Motordan gelen titreşim, vuruntu ve ani yük darbelerini karşılar. Başlıca parçaları şunlardır:



Şekil 2.4. Kavrama Diski

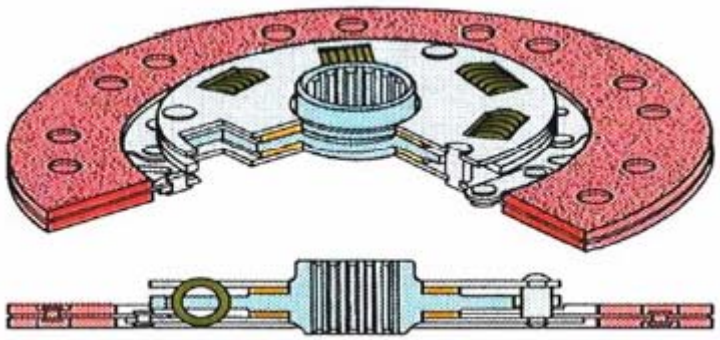
***Yastık Disk**:* Yüksek kaliteli yay çeliğinden yapılmıştır. Tatlı bir kavraşma sağlayabilmek için üzerindeki dilimler iç büken dış büken şeklindedir. İki yüzeyinde balatalar ayrı müstakil perçinlenmiştir. Bu suretle sıkışma esnasında esneyebilme kabiliyeti kazandırılmıştır.



Şekil 2.5. Yastık Disk ve Balataların Yastık Diske Perçinlenmesi

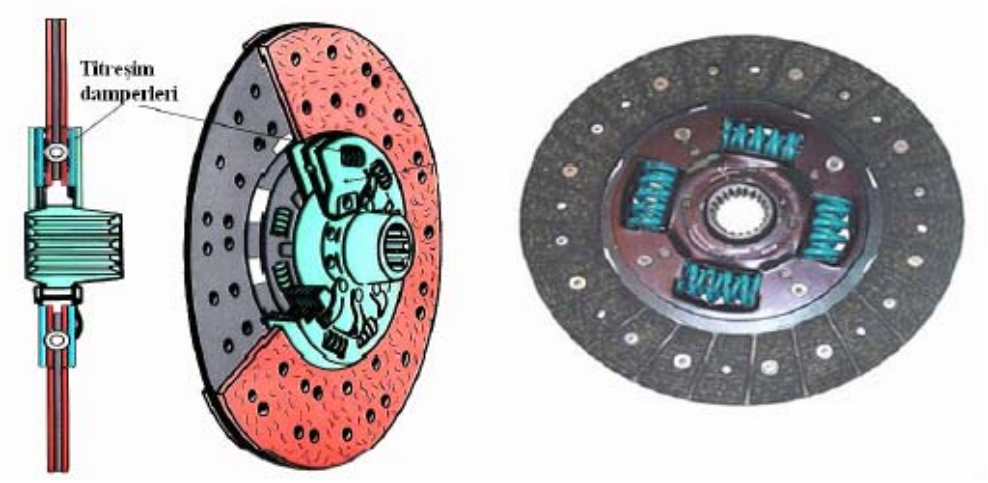
Kavrama kavraşmaya başladığı zaman iç *ve* dış büken dilimler düşey hale gelinceye kadar balatalar volan ve baskı plakası üzerinde kayarak hareketin sarsıntısız olarak iletilmesini sağlar.

***Göbek*:** Diskin orta kısmında bulunan parçasıdır. İç kısmına vites kutusu giriş milinin geçmesi için freze dişli delik açılmıştır. Disk göbeği, kavramanın maruz kaldığı tüm şartlarda döndürme momentini vites kutusuna ilettiği için, burulmaya karşı dayanıklı malzemeden yapılmalıdır. Kullanılan malzeme genellikle çelik veya dökümdür. Göbek vites kutusu giriş mili üzerinde eksensel olarak hareket edebilir. Radyal olarak freze dişlerinden ötürü mille birlikte döner, göbek, ona bağlı olan göbek flânşı ile ya komple yapılmıştır ya da kamalandırılmıştır.



Şekil 2.6. Kavrama Diski Göbeği

Titreşim damperi: Titreşim damperi, disk göbeği ile yastık disk arasına yerleştirilmiş olup krank milindeki burulma titreşimlerini, üzerindeki helezon yaylar vasıtasıyla gideren disk parçasıdır. Balatalardan gelen döndürme momenti, oradan yastık diske geçer. Yastık disk helezon yaylarla göbek flânşına bağlanmıştır. Yayların esneme kabiliyetine göre yastık disk ile göbek flânşı birbirlerine rijit olarak bağlanmadıkları için, bu elemanlar birbirlerine göre hızlı veya yavaş dönebilirler. Yayların sıkışma ve açılma miktarlarını ise durdurma pimleri sınırlar, gücün iletilmesi sırasında, meydana gelen burulma titreşimleri yastık diskten helezon yaylara geçer, bu titreşim yaylar vasıtasıyla emilir ve hareket yumuşak olarak göbek flanşına oradan da göbeğe geçer. Traktörlerde ve ağır vasıtalarda kullanılan disklerde titreşim damperi kullanılmaz.



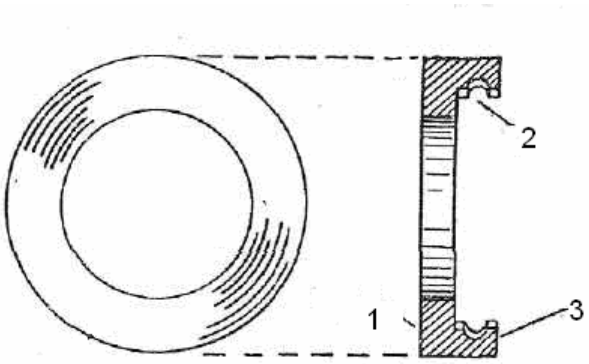
Şekil 2.7. Titreşim Damperi

Balatalar: Balata, baskı plakası ile volan arasındaki teması sağlayan bir parçadır. Diskin her iki yüzeyine ayrı perçinlenmiş olup esas sürtünme yüzeylerini teşkil ederler.

Balata malzemesi seçiminde dikkate alınacak hususlar şöyle sıralanabilir; sürtünme katsayısı fazla, basınca ve ısıya dayanıklı, aynı zamanda volan ve baskı plakasının aşınmalarını azaltacak özellikte olmalıdır. Bu özelliklere uygun malzeme ise fiber, yapışmayı sağlayan reçineli maddeler ve çekme dayanımını arttıran pirinç telden meydana gelmiştir. Balatanın üzerine açılan kanalların görevleri ise içeriye dolan hava vasıtası ile volan ve baskı plakası yüzeylerine ayrılma esnasında yapışmayı önlemek, yüzeylerde oluşan toz ve diğer maddelerin dışarı atılmasını sağlamak ve balatanın fazla ısınmasını önlemektir.

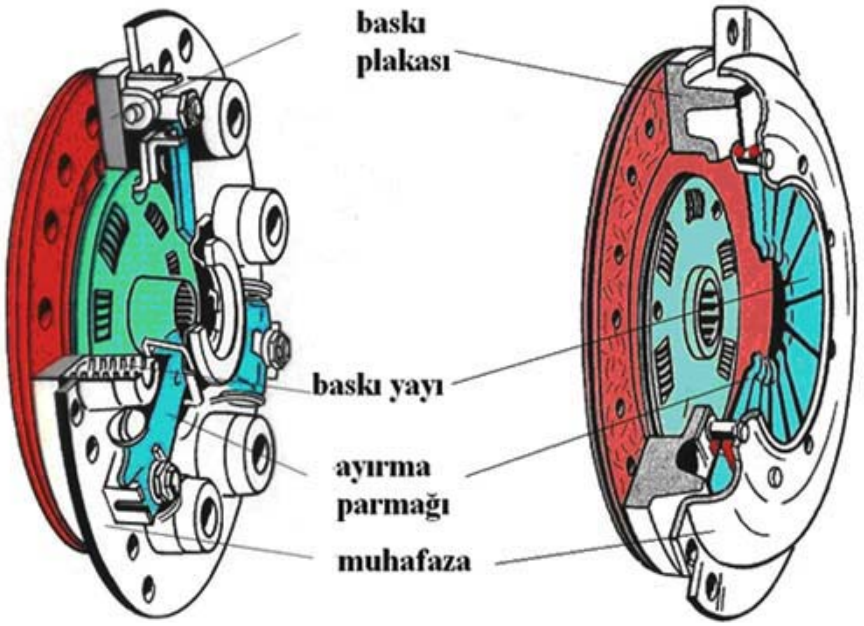
Şekil 2.8. Balatalar

3. Baskı plakası: Kavramayı oluşturan ana parçalardan birisidir. Dönme hareketini kavrama muhafazasından alıp, volanla birlikte diske iletir. Genellikle yapımında dökme demir kullanılır. Diske gelen yüzeyi işlenmiş olup, çapı kavrama diskinden çok az büyüktür. Diske bakmayan diğer yüzeyi ise, ayırma parmaklarının baskı yaylarının ve muhafazanın takılmasına uygun şekilde yapılmıştır. Eksensel hareketini baskı bilyesi vasıtasıyla ayırma parmaklarından alır. Şekil 2.9 ve Şekil 2.10'da baskı plakası şematik olarak ve montajlı hali gösterilmiştir.



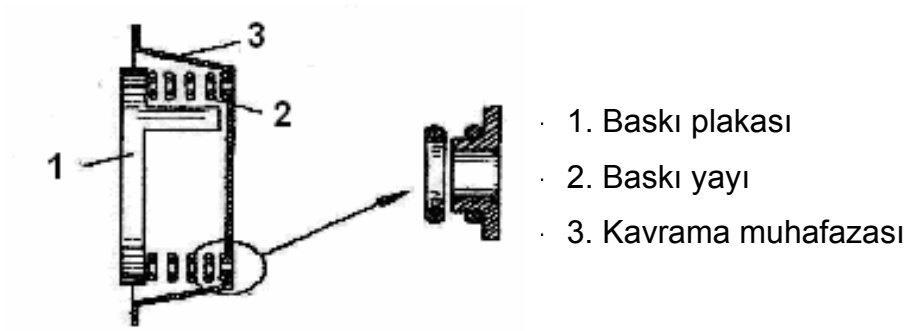
1. Sürtünme yüzeyi
2. Ayırma parmağı yuvası
3. Baskı plakasının dönme hareketini alan çıkıntı

Şekil 2.9. Baskı plakasının şematik gösterilişi

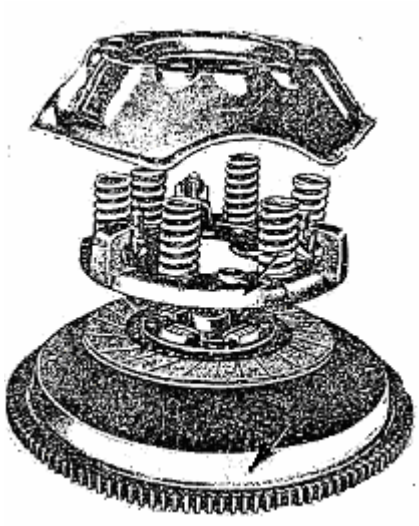


Şekil 2.10. Baskı plakasının montaj resmi

4. Baskı yayları: Baskı plakası ile muhafaza arasına yerleştirilmiştir. Volanla baskı plakası arasındaki disk üzerinde oluşan eksensel kuvveti bunlar sağlar. Kavramanın ileteceği tork kapasitesine göre sayıları 3 ile 12 arasında değişir. Helezon veya diyafram şeklinde olabilir. Diyafram tipinde aynı zamanda yay ayırma parmaklarının da görevini üstlenir. Yaylar baskı plaka sının her tarafına eşit bir baskı kuvveti meydana getirmeli, zamanla özelliği bozulmuş olan yaylar değiştirmelidir. Şekil 2.11'de yayların muhafaza ile baskı plakası arasına yerleştirilişi şematik olarak gösterilmiştir. Şekil 2.12 de ise sökülmüş durumda bulunan kavramada yayların yerleştiriliş şekli görülmektedir.

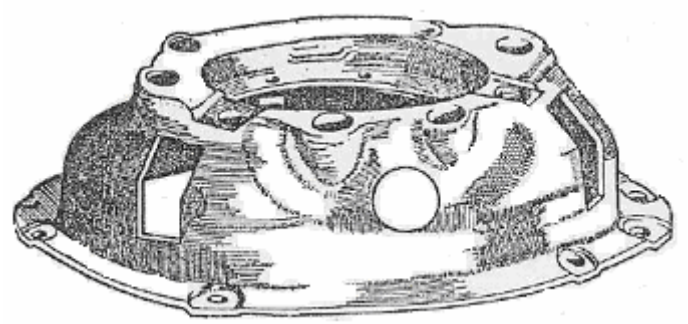


Şekil 2.11. Kavrama baskı yaylarının şematik gösterilişi



Şekil 2.12. Sökülmüş bir kavramada yayların görünümü

5. Kavrama muhafazası: Kavrama parçalarını bir bütün olarak üzerinde toplayan elemandır. Üzerindeki cıvata deliklerinden volana tespit edilir. Üzerinde baskı plakası çıkıntılarının geçmesi için, dörtgen delikler bulunur. Bu delikler aynı zamanda hava sirkülâsyonu sağlayarak parçaların soğutulmasını sağlar. Yumuşak çelik baskı altında biçimlendirilerek yapılır. Şekil 2.13'de kavrama muhafazası görülmektedir.



Şekil 2.13. Kavrama muhafazası

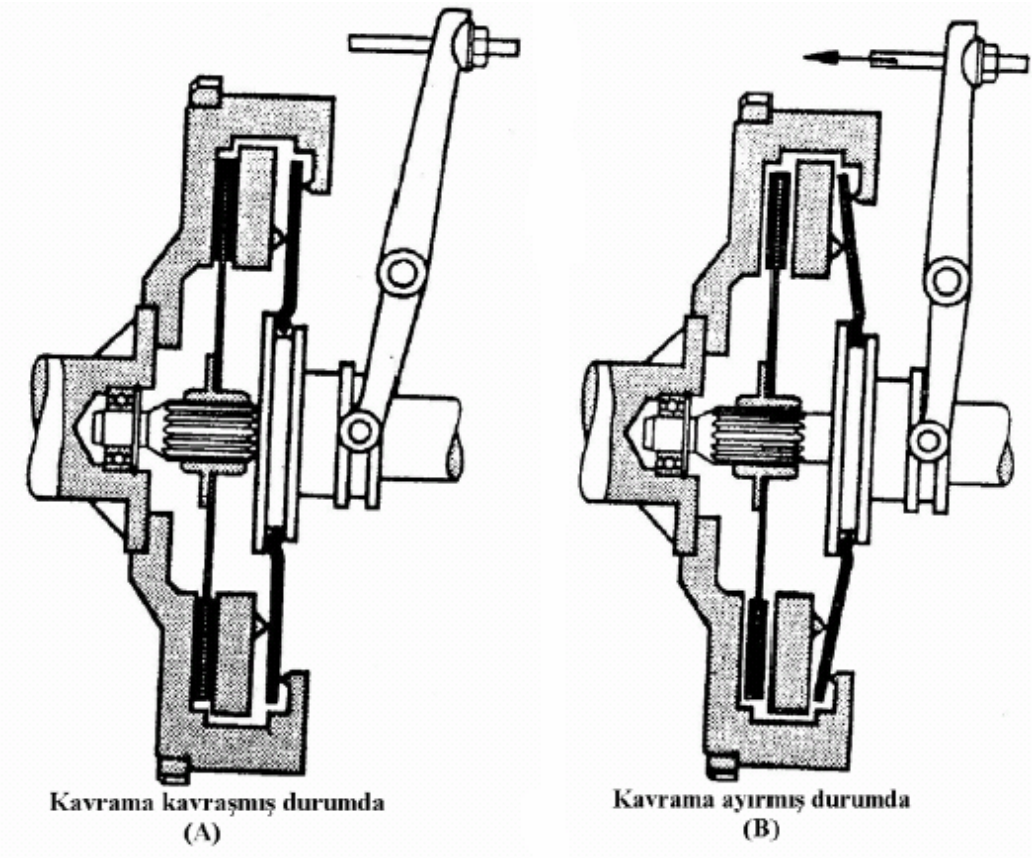
6. Kumanda sistemi: Kavramanın kavraşma ve ayrışma durumlarını sağlayan tertibattır. Sürücünün kavrama pedalına basmasıyla sistem ayrışmayı sağlar. Eğer pedala basılmaz ise kavraşma durumu sağlanır. Sistem mekanik veya hidrolik kumanda şeklinde olabilir. Ağır taşıtlarda iletilen döndürme momentinin büyük olmasından dolayı, baskı yayı kuvveti fazla olur. Ayrışma esnasında pedala tatbik kuvvetinin normal sınırlar içerisinde olması için bazı yardımcı ilaveler konulur**.**

Mekaniki kumanda sistemi: İki kısma ayrılır:

1. Manivelalı sistem
2. Telli sistem

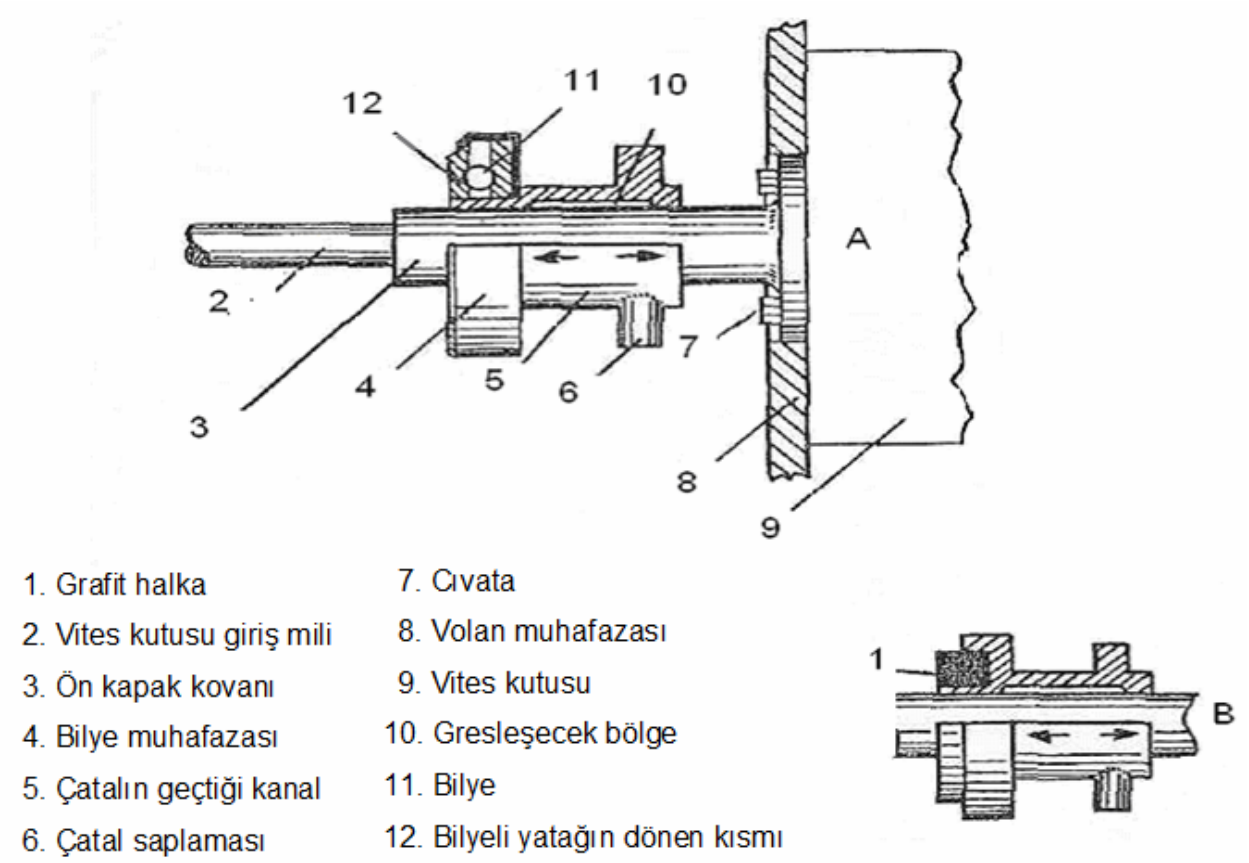
1. Manivelalı sistem: Bu tipte hareketin iletimi, hareket iletme çubukları ve manivela ile sağlanır. Sistemde beş ana parça bulunur.

I. *Ayırma parmakları:* Ayırma parmakları kavramada, baş kısmı baskı plakasına yerleştirilmiş, orta kısmı muhafazaya manivela şeklinde bağlanmış, uç kısmı ise ayırma yatağına gelecek şekilde konumlandırılmıştır. Sayıları genellikle üç tanedir. Uç kısımlarının yükseklikleri birbirine eşit olmalıdır. Ayırma parmaklarının ayar yerlerinden bu yükseklikler eşitlenebilir, aynı zamanda bu ayar yerlerinden faydalanmak suretiyle baskı plakası ile volan arasındaki mesafe azaltılıp çoğaltılabilir. Ayar yapılırken dikkat edilecek hususlar; ayrışma esnasında baskı plakasından disk irtibatı tamamen kesmeli, kavraşma durumunda ise disk üzerine tamamen ve paralel şekilde oturmalıdır. Şekil 2.14' de ayırma parmaklarının kavramaya yerleştiriliş şekli ve çalışması görülmektedir.



Şekil 2.14. Baskı plakası ve ayırma parmakları durumları

II. Ayırma yatağı: Ayırma yatağı çataldan aldığı hareketi ayırma parmaklarına iletir. Vites kutusu ön kapağı kovan üzerine yataklandırılmıştır. Onun üzerinde eksenel olarak ileri geri hareket edebilir. Ayrışma anında, parmaklara temas ettiği zaman radyal olarak da dönebilmelidir. İki şekilde imal edilirler; Bilyeli tip, Grafit yüzeyli tip. Bilyeli tip ayırma yatakları imalatında fabrikası tarafından gresle doldurulmuş ve kapalı hale getirilmiştir. Grafit yüzeyli tip genellikle Avrupa arabalarında kullanılır. Birbiri üzerinde kayma sürtünmesi yaparak, çalışan baskı parmakları üzerine monte edilmiş, düzgün yüzeyli çelik plaka ile ön kapak kovanı üzerinde ileri geri hareket edebilen, grafit yük bir parçadan meydana gelmiştir. Grafit yüzeyli ayırma yatak kullanılması, ayırma parmaklarının ömrünü uzatır ve bilye arızalarını ortadan kaldırır. Şekil 2.15'de bilyeli tip ve grafit yüzeyli ayırma yatakları görülmektedir. Şekil 2.16'da ise çeşitli ebatlarda debriyaj bilyeleri görülmektedir.

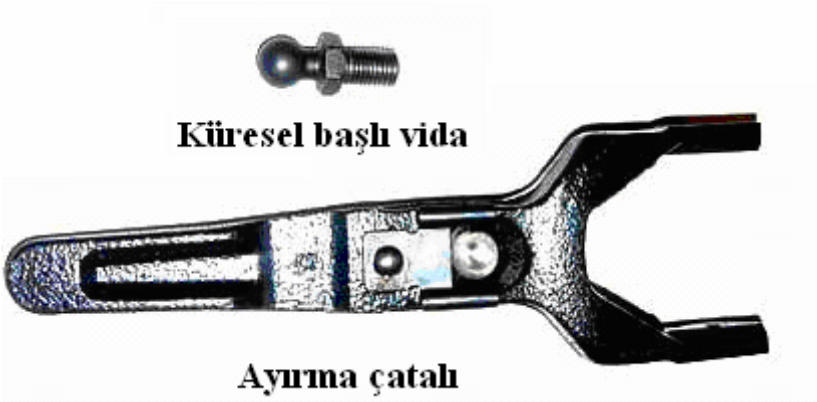


Şekil 2.15. Ayırma yatağı (A. Bilyeli Tip B. Grafit yüzeyli Tip)

Şekil 2.16. Çeşitli debriyaj bilyeleri

III. Ayırma çatalı: Ayırma çatalı, ayırma yatağı ile hareket iletme çubukları arasında bulunur. Hareket iletme çubuğunun verdiği hareketin yönünü değiştirerek ayırma yatağına iletir.

Ayırma çatalı, çatala yakın bir yerden yarım küre biçimindeki pimle volan muhafazasına mesnetlendirilmiştir. Bu pim ayırma yatağına daha yakın olduğundan bir levye gibi çalışarak ayırma yatağı üzerinde daha çok eksensel kuvvet uygulanmasını sağlar. Çatalı vites kutusu yönüne doğru çeken bir yay vardır. Bu yay, ayırma yatağının parmaklara sürtünmesini önler.



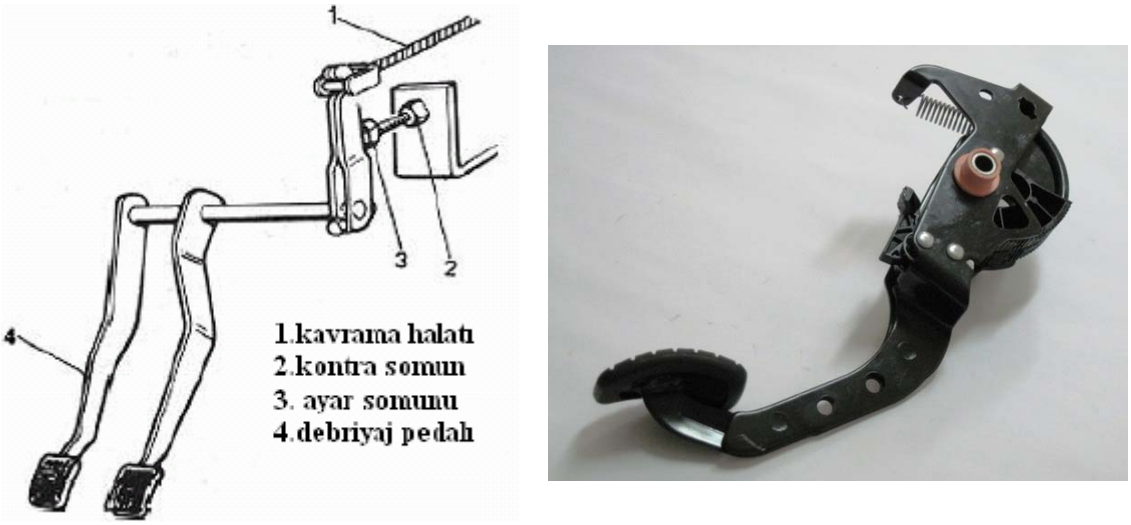
Şekil 2.17. Ayırma çatalı

***IV. Hareket iletme çubukları ve manivela*:** Hareket iletme çubukları pedaldan gelen hareketi, manivela vasıtasıyla ayırma çatalına iletir. Çatala bağlı olan çubuğun boyu,

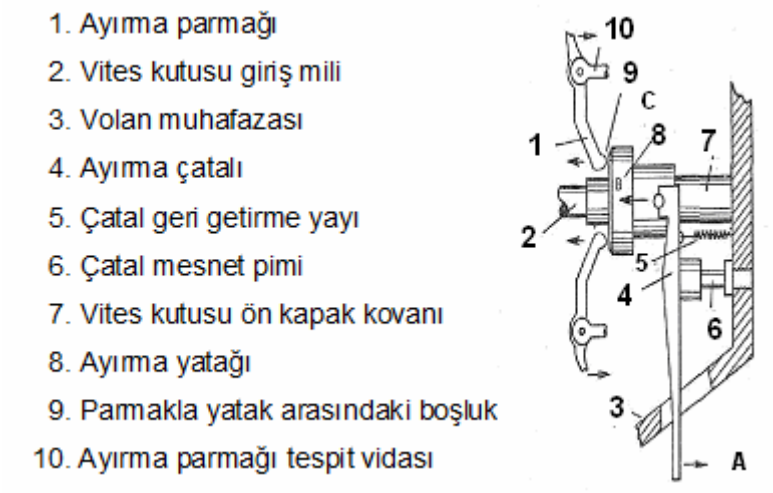
kısaltılıp uzatılabilir. Böylece pedal boşluk ayarı buradan yapılır. Pedal boşluk ayarı yapılırken, çatalı çubuğa bağlayan kontra somun sıkılır veya gevşetilir, böylece çatalın konumu değiştirilerek ayırma yatağının parmaklara olan mesafesi ayarlanmış olur. Manivela ise hareket iletme çubuklarını birbirine bağlar aynı zamanda, hareketin yönünü değiştirir.

Şekil 2.18. Hareket iletme çubukları ve manivela

V. Kavrama pedalı: Şoför kavrama pedalına kumanda etmek suretiyle kavramanın ayrışmasını sağlar. Şoför mahallinde fren pedalının solunda bulunur daha önceden de belirtildiği gibi, pedal kuvveti ve hareketi normal insan gücüyle sınırlandırılmıştır.



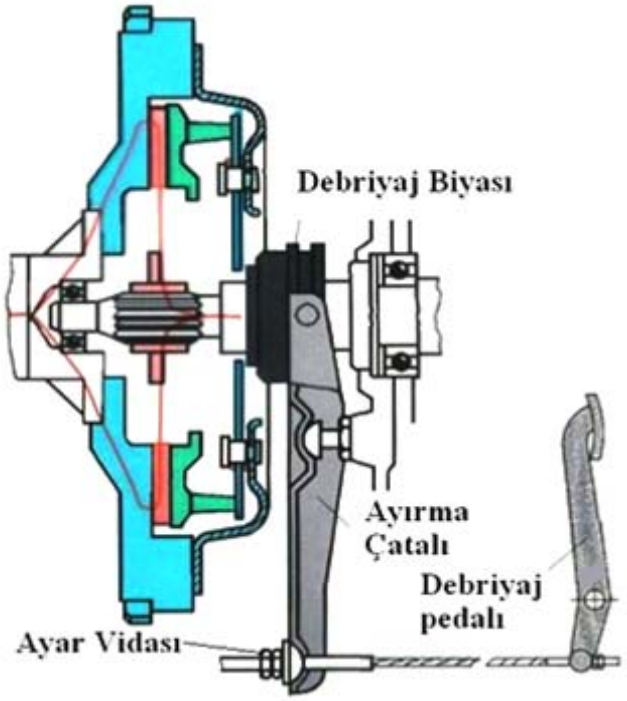
Şekil 2.19. Kavrama pedalı



Şekil 2.20. Kumanda sistemi iç tertibatı

Telli sistem

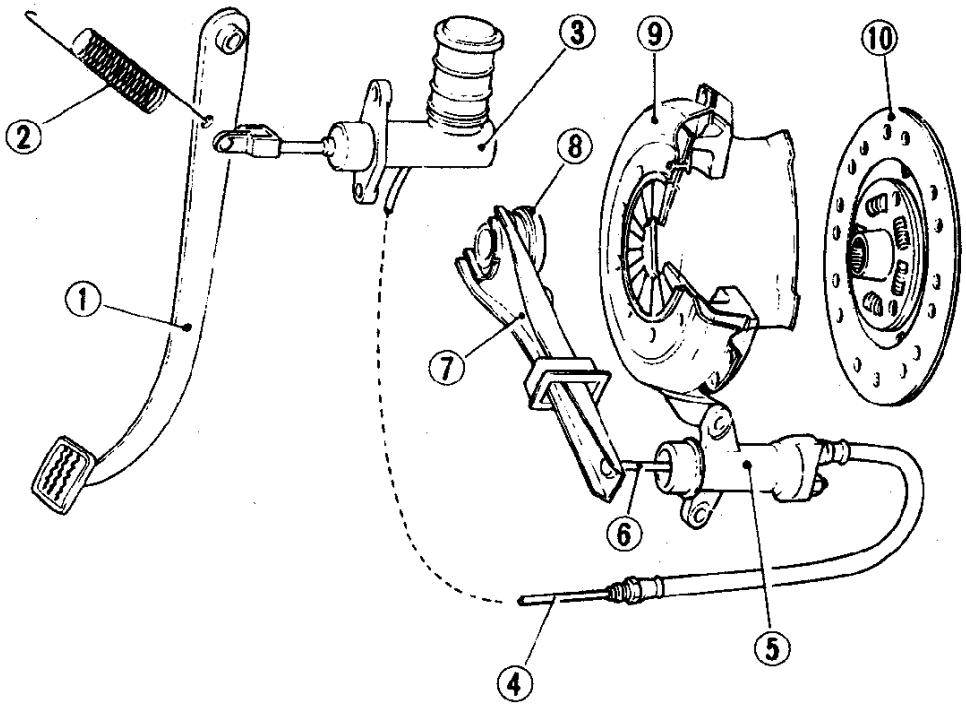
Bu sistemde, hareket iletme çubuklarının ve manivelanın yerini çelik tel çubuk almıştır. Tel çubuk muhafazası içerisinde, ileri geri hareket edebilecek durumdadır. Muhafazanın bir ucu kavrama pedalı yakınına, diğer ucu ise volan muhafazası yakınına tespit edilmiştir. Pedal boşluk ayarı yine çatal üzerindeki kontra somundan yapılır. Bu sistem en çok Avrupa arabalarında görülmektedir.



Şekil 2.21. Mekanik kumandalı kavrama tertibatı

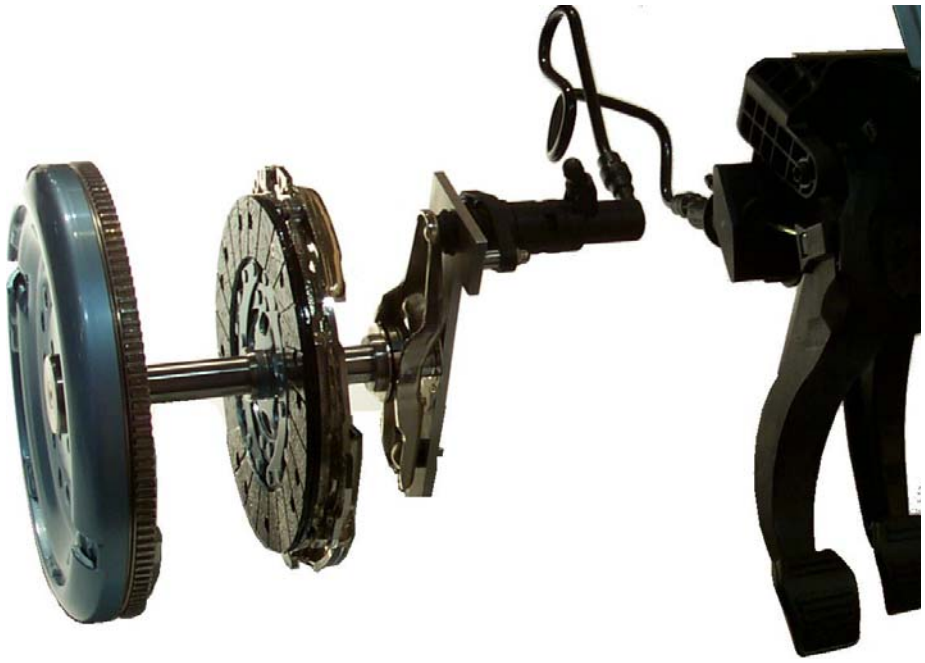
2. Hidrolik kumanda sistemi

Bu sistemde kavrama pedalının çatala hareketi hidrolikle sağlanır. Mekanik bağlantılı sistemlerde hareket iletme parçalarının fazla olması, sistemi karmaşık hale getirmekte ve sürtünme kayıplarını arttırmaktadır. Hidrolik kumanda sistemi ise çalışmayı kolaylaştırmaktadır. Bu tip kumanda sisteminde kavrama pedalı ile çatal arasına merkez pompası, boru ve tahrik silindiri yerleştirilmiştir. Gerek merkez pompası ve gerekse tahrik silindiri oldukça basit yapıya sahiptir. Kavrama pedalına basıldığı zaman, itme çubuğu aracılığı ile merkez pompası pistonu ileri hareket eder. Ve önündeki hidroliğin basıncını arttırarak, boru vasıtasıyla tahrik silindirine gönderir. Tahrik silindiri pistonu ileri hareket ederek, itme çubuğu aracılığı ile çatala hareket verir, kavrama pedalı baskısı ortadan kalkınca baskı yaylarının ve çatal geri getirme yayının etkisiyle hidrolik tekrar merkez pompasına döner. Bu sistemde pedal boşluk ayarı itme çubuğunun boyunu uzatıp kısaltmayla yapılır. Şekil 2.17. da hidrolik kumanda sistemi görülmektedir.



1 Debriyaj pedalı
2 Geri getirme yayı
3 Debriyaj merkez silindiri
4 Debriyaj borusu
5 Hareket silindiri
6 İtme çubuğu
7 Ayırma çatalı
8 Baskı bilyası
9 Kavrama muhafazası
10 Kavrama disiki

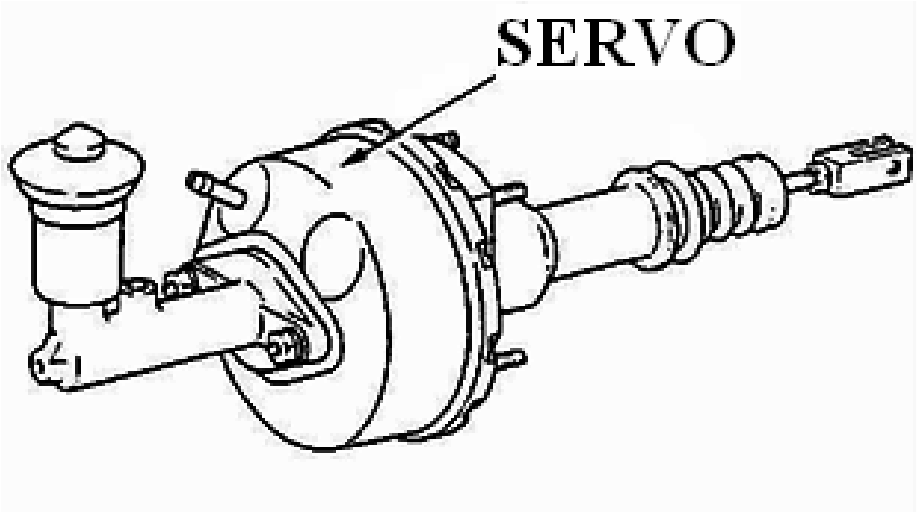
Şekil 2.22. Hidrolik olarak çalıştırılan debriyajın yapısı



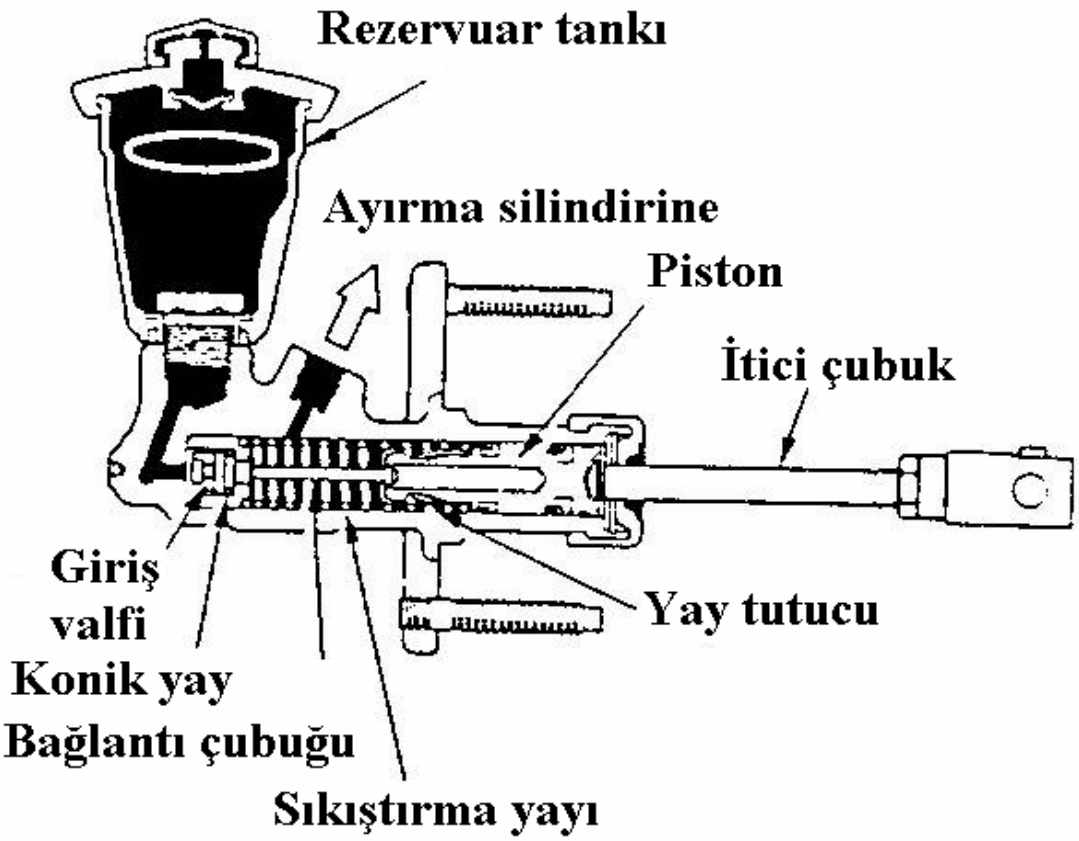
Şekil 2.23. Hidrolik kumandalı debriyaj tertibatı

Debriyaj Ana Merkezi: Rezervuar tankı, piston, piston lastiği, valflardan vb. oluşan debriyaj ana merkezinde hidrolik basınç pistonun hareketi ile meydana getirilir. Debriyaj itici çubuğu, pedal geri getirme yayı tarafından debriyaj pedalına doğru itilir. Bazı ticari araçlarda servolu tip ana merkez kullanılır.

Şekil 2.24. Debriyaj ana merkez silindiri



Şekil 2.25. Servolu debriyaj ana merkez silindiri



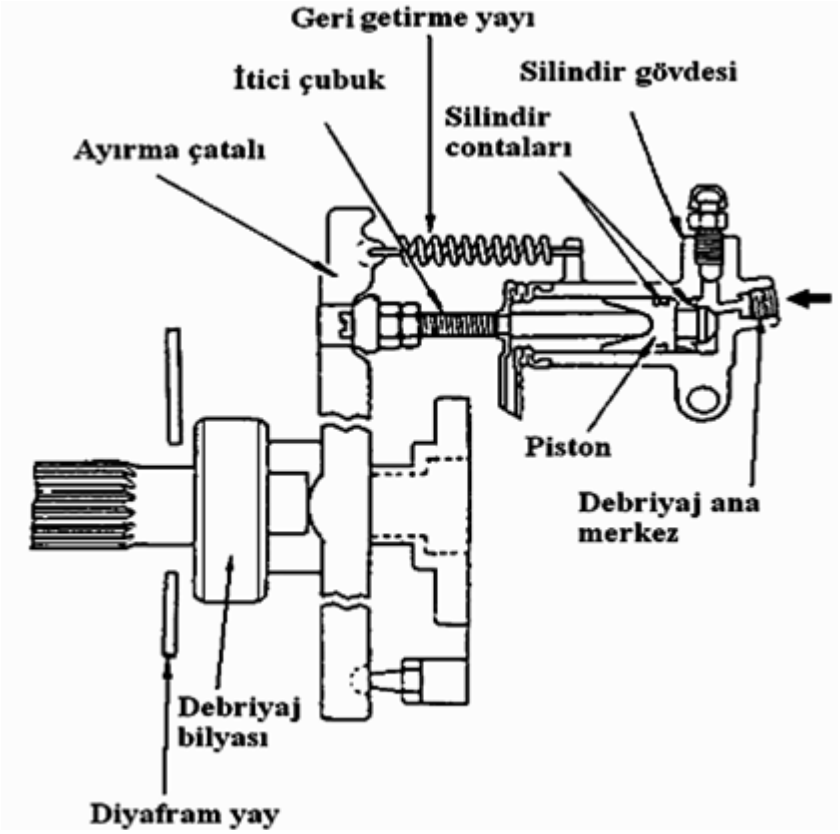
Şekil 2.26. Debriyaj ana merkez silindiri kesiti

Debriyaj Ayırma Silindiri: Ayırma silindirleri ayarlanabilir ve kendinden ayarlı tip olmak üzere ikiye ayrılır.

Şekil 2.27. Debriyaj ayırma silindiri

Şekil 2.29. Debriyaj ayırma silindiri ile ayırma çatalının konumu

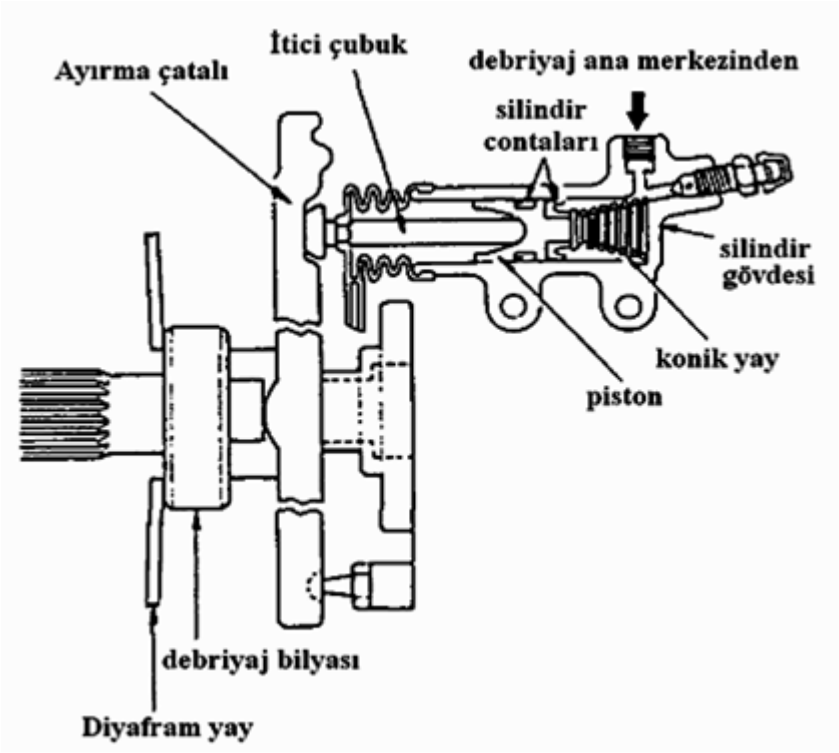
Ayarlanabilir Tip Ayırma Silindiri: Ayarlanabilir tip ayırma silindirinin yapısı aşağıda gösterilmektedir. Debriyaj ana merkezinden gelen hidrolik yağ ayırma silindiri içindeki pistonunun itici çubuğunun itilmesine neden olur ve itici çubuğu da debriyaj ayırma çatalını iter.



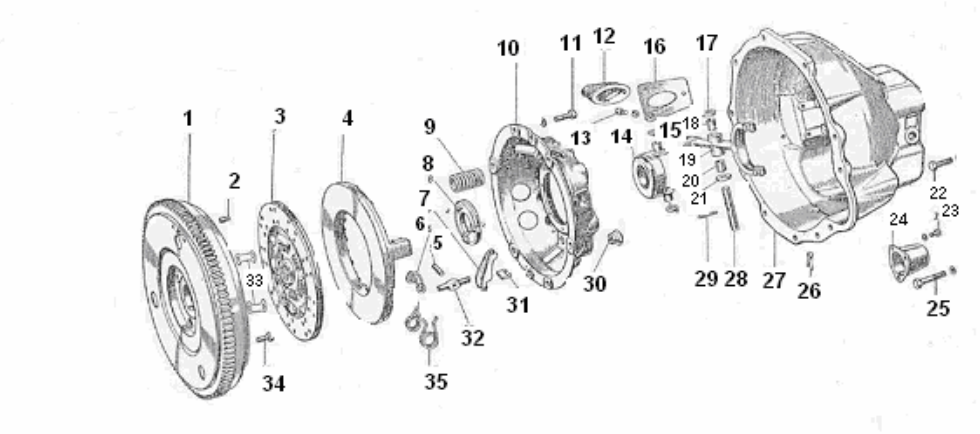
Şekil 2.30. Ayarlanabilir tip ayırma silindiri kesiti

Ayırma silindirinde, hidrolik hattın havasının alınması için bir hava atma tapası ve debriyaj ayırma çatalı ile itici çubuğun birbirleriyle direkt temasta bulunmasını sağlayan bir geri getirme yayı vardır.

Kendinden Ayarlı Tip Ayırma Silindiri: Debriyaj ayırma çatalının stroku normalde itici çubuğunun uzunluğunun değiştirilmesi ile ayarlanır. Daha modern araçlarda sık sık meydana gelen bu tip ayarlama kendinden ayarlı tip ayırma silindirinin kullanılmasıyla birlikte ortadan kaldırılmıştır. Kendinden ayarlı tip ayırma silindirinde geri getirme yayı yoktur. Bunun yerine ayırma çatalını itici çubuğu ile sabit temasta tutmak için ayırma silindirinin içine konik bir yay yerleştirilmiştir.

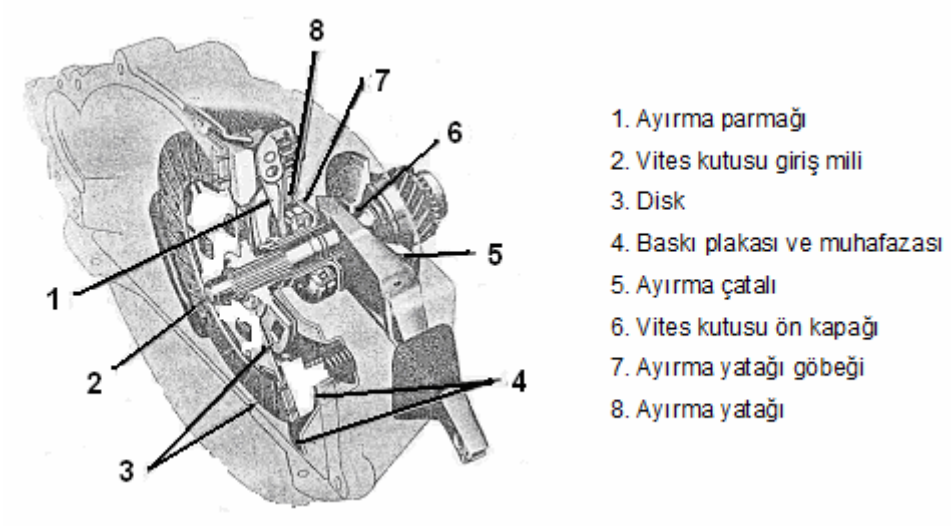


Şekil 2.31. Kendinden Ayarlı Tip Ayırma Silindiri kesiti



1. Volan
2. Volan pimi
3. Disk
4. Baskı plakası
5. Ayırma parmağı tespit pimi
6. Ayırma parmağı tutucusu
7. Ayırma parmağı
8. Ayırma yatağı plakası
9. Baskı yayı
10. Kavrama muhafazası
11. Muhafaza tespit cıvatası
12. Tozluk
13. Çatal kapağı cıvatası
14. Ayırma yatağı
15. Ayırma yatağı yayı
16. Ayırma çatalı kapağı
17. Çatal dayanma pulu
18. Ayırma çatalı mili burcu
19. Ayırma çatalı
20. Ayırma çatalı mili burcu
21. Çatal dayanma pulu
22. Volan muhafaza cıvatası
23. Marş kapağı cıvatası
24. Kapak
25. Volan muhafaza cıvatası
26. Pim tutucusu
27. Volan muhafazası
28. Çatal mili
29. Pim
30. Kavrama muhafazası tespit somunu
31. Ayırma parmağı desteği
32. Ayırma parmağı tespit cıvatası
33. Takırdamayı önleyen yay
34. Krank mili tespit cıvatası
35. Cıvata sıkıştırıcısı

Şekil 2.32. Kavrama tertibatının sökülmüş hali



Şekil 2.33. Kavrama tertibatının monte edilmiş hali

2.3.2.1.2. Kavrama tertibatı ayarları

Pedal boşluk ayarı: Pedal boşluk ayarı, oldukça önemli bir ayardır. Pedal serbest durumda iken, ayırma yatağı ayırma parmaklarına değmemelidir. Eğer ayırma yatağı ayırma parmaklarıyla devamlı temas halinde olursa, parmaklarla birlikte dönecek ve ayırma yatağı kısa sürede bozulacaktır.

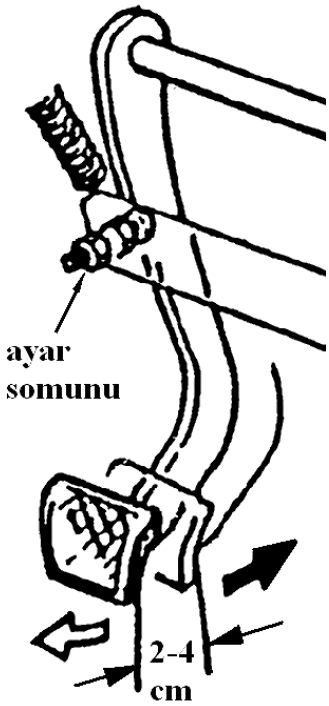
Diğer taraftan ayırma yatağı parmaklar üzerinde baskı uygulayarak temas halinde kalırsa, kavrama diski, volan ve baskı plakası arasındaki sürtünme azalacağından, kayma meydana gelecek, parçalar çok ısınacak, motor torku tam olarak tekerleklere iletilemeyecek ve taşıtın çekişi azalacaktır. Pedal boşluğunun fazla olması halinde, ayırma yatağı parmaklara istenilen baskıyı uygulayamayacağından, bu seferde ayrışma esnasında volan, disk ve baskı plakası arasında sürtünme devam edecek ve hareket iletimi kesilmeyecektir.

Ayırma yatağıyla, ayırma parmakları arasındaki boşluk, pedal üzerinden kontrol edilir. Otomobillerde pedal hareketiyle, ayırma yatağı eksensel hareketi arasındaki oran 8/1 ile 12/1 arasında değişmektedir. Örneğin aşağıya doğru 10 mm hareket ederse ayırma yatağı, kovanı üzerinde eksensel olarak 1 mm hareket eder. Pedal boşluğu kolaylıkla kontrol edilebilir. Daha iyi anlaşılması için, geri getirme yayı çıkartılır, pedala elle basılır, belli bir noktaya gelince sertlik hissedilir. Bu aradaki mesafe bize pedal boşluğunu verir.

Manivelalı ve hidrolik kumanda sistemlerinde ayar, çatal üzerindeki kontrasomundan yapılarak pedal üzerinden kontrol edilir. Telli kumanda sistemlerinde ise; yine çatal üzerinden yapılır ve çataldan kontrol edilir. Genellikle pedal boşluğu 25 ile 30 mm civarında olmalıdır. Telli kumanda sistemlerinde ise çatalın serbest hareket mesafesi 2,5.-3 mm civarındadır.

Pedal boşluğu ve ayarı her araca ve modele göre değişir. Burada verilen değerler ortalama değerlerdir, pedal boşluk miktarı ve ayar yeri, ayarı yapılacak aracın tamir katoloğuna bakılmak suretiyle tespit edilmelidir.

Zamanla kavrama diskinin aşınmasıyla baskı plakası diske yaklaşır. Parmaklarda, açılarak ayırma yatağına yaklaşır ve pedal boşluğu azalır. Bunun için muhtelif zamanlarda pedal boşluk ayarı kontrol edilmelidir.



Şekil 2.34. Pedal boşluk ayarı kontrolü

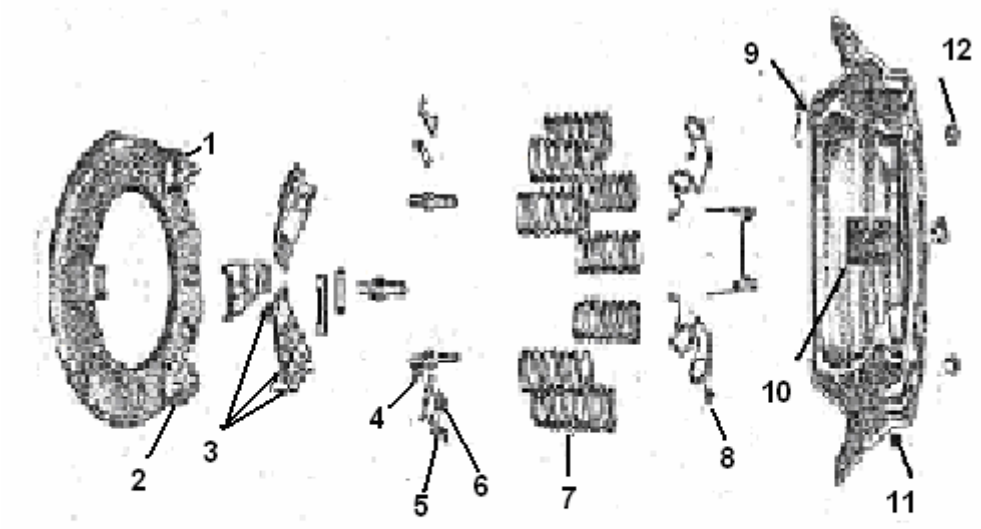
Kavrama Ayırma Parmakları Ayarı: Kavrama tertibatının tam olarak görevini yerine getirebilmesi için, parmakların eşit ve belli bir yükseklikte olması gerekir. Eğer parmaklar eşit yükseklikte olmazsa ve sac baskı plakası diskine paralel olarak basmazsa ayırma yatağı kısa sürede bozulur. Parmak ayarlarının yapılışı kavrama tertibatının tipine göre değişir. Tek diskli kavrama çeşitleri açıklanırken ayar yerleri ve değerleri anlatılacaktır.

2.3.2.1.3. *Tek diskli kavrama çeşitleri*

Günümüzde taşıtlarda kullanılan tek diskli kavramalar beş çeşittir. Çalışma prensipleri aynı olmasına karşın, bazı parçaların değişik tarzda yapılmaları ve ayar yerlerinin farklı olması bu sınıflandırmayı zorunlu kılmaktadır.

1. Borg ve berg tipi

Bu tip kavrama tertibatında helisel yaylar kullanılmıştır. Ayırma parmakları ayarı kavrama muhafazası üzerindeki tespit somunlarından yapılır. Şekil 2.35'de bu tip kavramanın sökülmüş şekli görülmektedir.



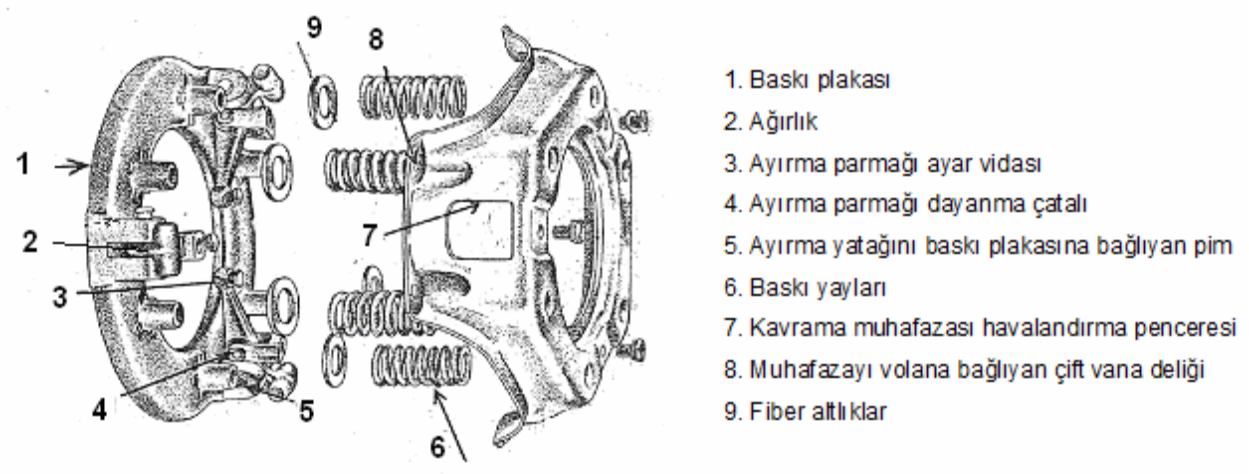
1. Baskı plakası
2. Muhafazadan hareket alan çıkıntı
3. Ayırma parmakları
4. Ayırma parmağı tespit vidası
5. Tespit vidası pimi
6. Ayırma parmağı desteği
7. Baskı yayları
8. Ayırma parmağı yayı
9. Muhafazanın volana oturan düzgün yüzeyi
10. Baskı plakası çıkıntılarının oturduğu yuva
11. Kavrama muhafazası
12. Parmak ayar tespit somunları

Şekil 2.35. Borg ve berg tipi kavramanın sökülmüş şekli

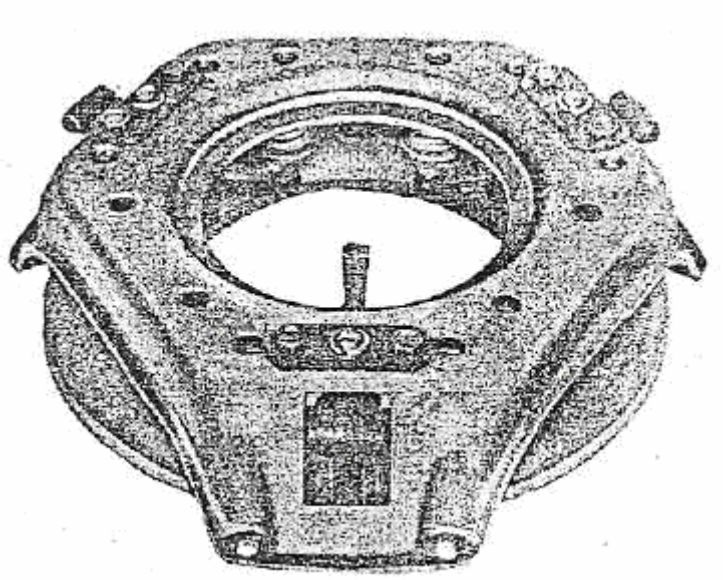
2. Long tipi: Bu kavrama tertibatında da helisel baskı yayları kullanılmıştır. Baskı yaylarının altına gelen fiber altlıklar, yaylara baskı plakasından ısı geçişini önler. Ayırma parmakları ayarı, parmağın uç kısmındaki ayar vidaları ile yapılır. Ayırma yatağı, bu vidalar vasıtasıyla parmakları kumanda eder. Bu tip kavrama tertibatının diğer bir

özelliği de, ayırma parmaklarının baş kısmına ağırlıklar konulmuştur. Oklar ise meydana gelen kuvvetlerin yönlerini göstermektedir.

Dönme esnasında, bu ağırlıkların meydana getireceği merkezkaç kuvvet, ayırma parmağının uç kısmını yukarı doğru baş kısmını ise aşağı doğru (Dayanma çatalından ötürü) çeker ve baskı yaylarına ek bir kuvvet sağlamış olur. Bu ek kuvvetten ötürü diğer kavramalarda moment iletme katsayısı 1,3-1,5 alındığı halde, bu tip kavrama tertibatında 1,1 alınır. Şekil 2.36'da long tipi kavrama tertibatının sökülmüş şekli görülmektedir.

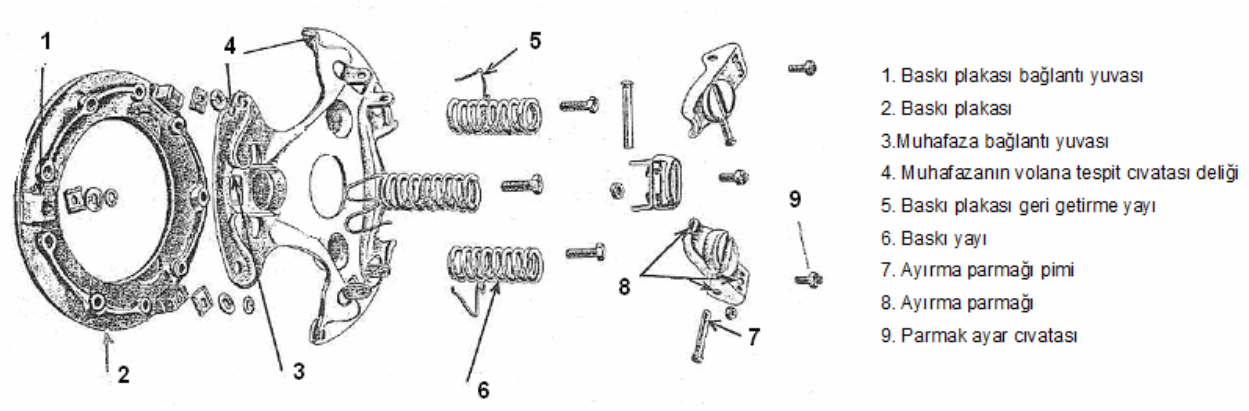


Şekil 2.36. Long tipi kavrama tertibatı



Şekil 2.37. Long tipi kavrama tertibatının takılmış şekli

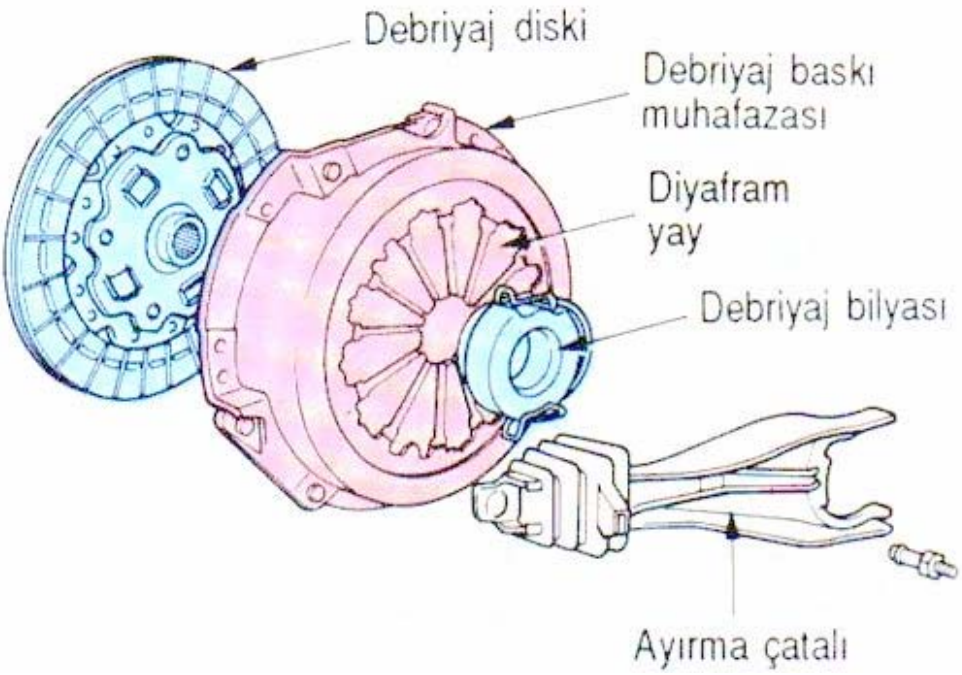
3. Auburn tip kavrama tertibatı: Bu kavrama tertibatında da baskı yayları heliseldir. Baskı yaylarının tesiri baskı plakasına ayırma parmakları vasıtasıyla, arttırılarak iletilir. Ayırma parmakları ayarı, parmak ile baskı plakası arasındaki kontra somundan yapılır. Her ayırma parmağının altına, parmak sayısı kadar yay yerleştirilmiştir. Şekil 2.38' de auburn tipi kavrama tertibatının sökülmüş hali görülmektedir.



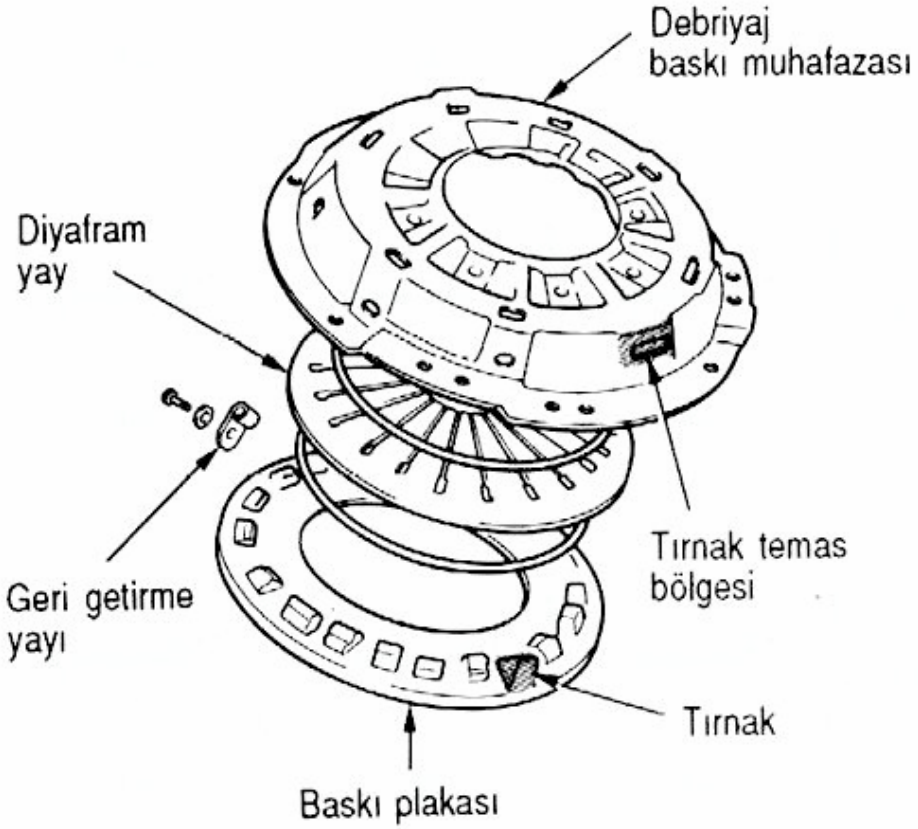
Şekil 2.38. Auburn tip kavrama tertibatı

4. Diyafram yaylı kavrama tertibatı: Bu tip kavrama tertibatında, helisel yayın yerini diyafram adı verilen yay almıştır. Diyafram, hem baskı yayı görevini yapar, hem de ayırma parmaklarının görevini üstlenmiştir. Diyafram yay ısı işlemi görmüş yüksek kaliteli yay çeliğinden yapılmıştır. Dış büken çanak şeklindedir, ayırma parmağı görevini yapan iç kısma dilimler halindedir. Kavrama tertibatı içerisinde, dış kısmı baskı plakasına dayanır, çevreye yakın bir yere iki tane mesnet halkası yerleştirilmiştir. Bu mesnet halkalarından birisi diyaframın üstüne diğeri altına gelir. Mesnet halkaları, civatalar veya perçinler vasıtasıyla kavrama muhafazasına bağlanmıştır. Baskı plakası ise, muhafazaya yassı çelik yay mandallarıyla bağlanmıştır. Ayırma yatağı, dilimler üzerine eksensel kuvvet uygulamadığı zaman diyaframın dış kısmı baskı plakası üzerine, baskı yayı kuvveti uygular ve kavraşma sağlanır. Ayrışma anında ayırma yatağı dilimler üzerine eksensel kuvvet uygular. Diyafram bir bütün halinde içeriye doğru eğilir. Mesnet halkasının dışında kalan kısmı ise dışarıya doğru eğilerek, baskı plakası üzerindeki baskı yayı kuvvetini kaldırır ve ayrışmayı sağlar. Bu tip kavramalar da parmak ayarı yapılmaz.

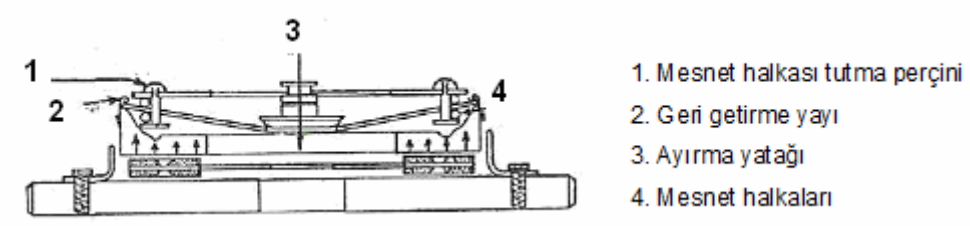
Şekil 2.39'da, diyafram yaylı kavramanın kavraşmış pozisyonunu göstermektedir.



Şekil 2.39. Diyafram yaylı kavrama

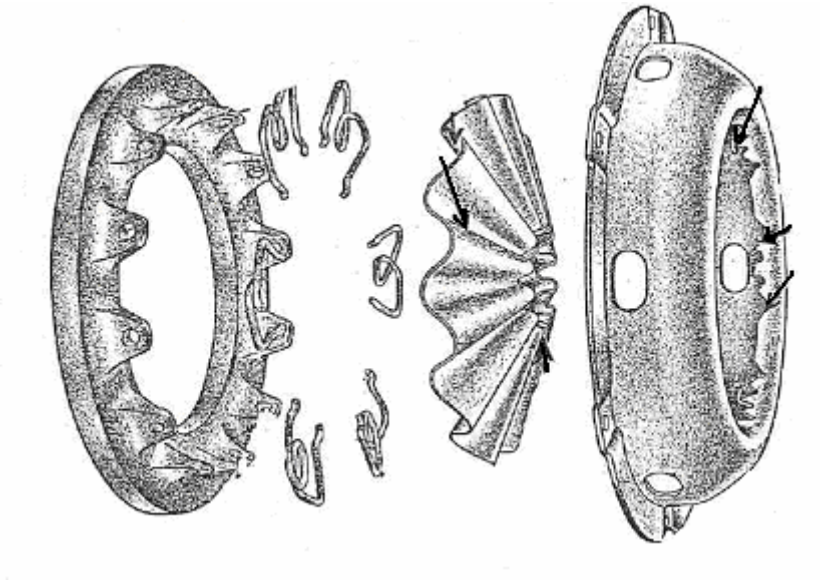


Şekil 2.40. Diyafram yaylı kavrama sökülmüş durumda



Şekil 2.41. Diyafram yaylı kavrama kavraşmış durumda

5. Ondüleli diyafram yaylı kavrama tertibatı: Bu tip kavrama tertibatının çalışması, aynen diyafram yaylı kavrama tertibatına benzer. Bu tip kavramada, diyafram yerine bukleli yay kullanılmıştır. Parmak ayarı yapılmaz. Şekil 2.42' de bu kavrama tertibatının sökülmüş halidir.



Şekil 2.42. Ondüleli diyafram yaylı kavrama tertibatı

2.3.2.1.4. ***Tek diskli kavramanın arızaları***

Kavramalarda meydana gelen arızaları, altı ana nokta altında toplayabiliriz. Bunlar; kayma, ani kavraşma, tam ayırmama, pedalda titreşim, diskin çabuk aşınması ve sesli çalışmadır.

1. Kavrama kavraşmış durumda iken kayma: Kavramanın kaçırması, balatanın yüzeyle ile volan ve baskı plakasının yüzeyleri arasında oldukça kötü sonuç veren sürtünmelere sebebiyet verir. Kayma ve kaçırma sonucu oluşan büyük sürtünme

kuvvetleri aşırı ısınmalara yol açar. Aşırı ısınma aşınmayı hızlandırır; balatanın yanmasına sebep olur. Volanın ve baskı plakasının yüzeyleri çabuk aşınır, çizikler, çatlaklar; yüzeylerde derin çukurluklar oluşabilir. Baskı plakasında meydana gelen ısı, yayların gerilimlerini zayıflatarak bozulmalarına yol açar.

Şekil 2.43. Aşırı ısınmanın sonucuna bir örnek

Kavraşma anında disk, baskı plakası ile volan arasında kayma yaparsa, sürtünme neticesinde parçalar aşırı bir şekilde ısınır ve kısa bir sürede aşınır. Kayma olup olmadığını anlamak için, taşıtın el freni çekilir, vites priz direk durumuna getirilir. Gaz pedalına basılarak motor devri arttırılırken kavrama pedalı da yavaşça bırakılır. Eğer kayma yoksa motor durur, varsa motor çalışmasına devam eder. Kavramadaki kayma özellikle yokuşlarda, taşıta gaz verilirken, çekişte düşme ya da ilk harekete geçişte zorlanarak kalkma şeklinde de kendisini belli eder.

Debriyaj çeşitli sebeplerden kaçırabilir, Pedal ayarının yanlış yapılması, baskı bilyesinin ayırma parmakları ile temasta kalmasına yol açar ve debriyaj pedalı tam bırakıldığı halde dahi kavrama kısmen çözülmüş olarak kalacağından kaçırma yapar, Çünkü baskı yaylarının bir kısım kuvvetleri alınmış, yani; baskı kuvveti azalmıştır.

Çubukların bağlantılarındaki tutukluklar, geri getirme yaylarının kırık oluşu pedalın geri gelmesine kısmen engel olabilir ve bu nedenle kavrama tam kavraşma konumunu

kazanamaz. Bu durumda ayarların yeniden ve doğru olarak yapılması gerekir. Çoğu yeni yapımlarda, çubukların dönen kısımları plastik ya da neopren burçlar içinde yataklandırılmıştır. Bu kısımlar silikon püskürtmek suretiyle yağlanmalıdır ya da yapımcıların tavsiyelerine uyularak ilgili yağ veya gres ile greslenmelidir. Kırık yay ise mutlaka değiştirilmelidir.

Debriyajın çubuk ve bağlantılarında herhangi bir hata veya arızanın bulunması halinde motor bağlantı kulaklarına bakmak gerekir. Kulaklardaki kopukluklar, debriyaj kaçırmalarına yol açabilir. Çünkü kavramanın çalışması sırasında kaymalar ve yer değiştirmeler meydana gelir ve bu tam kavraşmalara engel olacağından kaçırmalarla sonuçlanabilir. Kulaklar ve bağlantıları değiştirilmek suretiyle arıza giderilebilir.

Yukarda sıralanan sebeplerin hiçbiri mevcut değilse; balatalı disk aşınmış veya baskı yayları ile diyafram yay zayıflamıştır; debriyaj balatası yağlanmıştır ya da ayırma parmakları yanlış ayarlanmıştır, Bu gibi hallerde balatalı diskin ve hatta yerine göre baskı düzeninin komple değiştirilmesi tavsiye edilir.

Kaçıran debriyaj için, çoğunlukla, alt tarafta bulunan kontrol kapağı açılarak. Metal ve balata tozları aranır. Kapak volan muhafazasına cıvatalarla bağlıdır ve kolaylıkla açılabilir. Kavramanın komple ya da balatalı diskin değiştirilmesi hallerinde volan yüzeyi mutlaka kontrol edilmelidir ve gerekirse taşlanmalıdır. Yüzeyinde derin çizikler, çatlaklar bulunan bir volana karşı çalışmak üzere disk ve baskı plakası kullanılırsa yeniden çabuk aşınmaya yol açılır ve kavrama tekrar kaçırmaya başlayabilir.

2. Sarsıntılı ani bir kavraşma: Kavrama pedalı dikkatle ve yavaş bir şekilde bırakılmasına rağmen, taşıtta ani hızlanma ve sarsıntılı bir şekilde harekete geçiş olursa, bu arızanın olduğunu gösterir. Eğer kumanda sistemi arızalı değilse, genellikle arıza kavrama iç tertibatı parçalarında olur.

Tutukluk yapma durumunda çubuklar ani boşalarak kavramanın ani kavraşmasına ve aracın sıçramasına sebebiyet verebilir. Motor bağlantısının kırık olması da aynı sonucu doğurur; debriyajın çalıştırılması sırasında motorda aşırı kayma hareketi oluşur ve kavramanın ani tutmasına, kapmasına ve ses yapmasına neden olur. Kavrama balatasının, yağlanması balata yüzeylerinin cam gibi parlaması veya balatanın bulunduğu sac yastıklar üzerinde gevşemiş olması ani tutmaya ve sese yol açar. Bu durumda diskin değiştirilmesi lazımdır. Balatalı diskin bulunduğu mil üzerinde tutukluk yapması da aynı sonucu doğurur: Milin frezeleri temizlenerek yağlanmalı ve tutukluklar giderilmelidir.

3. Kavramanın tam ayırmaması: Kavrama pedalına tam olarak basıldığı halde, hareket geçişi devam ediyorsa bu arıza ortaya çıkar.

Kavramanın ayırmasından sonra balatalı disk boşa döner; daha doğrusu vites boşta iken boşa döner. Bu boşa dönüş ifadesi tutan kavrama ile karıştırılmamalıdır. Kavrama tutmaya devam ederken balatalı disk pedal basıldığı halde volandan veya baskı plakasından tam ayrılmıyor demektir. Bu nedenle balatalı disk volan ile baskı plakasına sürtünmeye devam eder. Bu gibi hallerde şoförler vitesin sessiz değiştirilemediğinden, dişli seslerinden şikâyet ederler. Çünkü dişlilerin kavraşması için hareketin tam kesilmesi gerekir. Bu gerçekleştirilemediği için vites kutusu içindeki dişliler dönmelerine devam ederler ve şüphesiz kavraşmalarıda çarpma şeklini alır.

Şekil 2.44. Balatalı diskin merkezlenmesi

Böyle bir şikâyet sırasında ilk kontrol edilecek kısım pedal boşluk ayarıdır. Pedal boşluğu fazla ise, pedalın tam sonuna kadar basılması halinde bile tam çözülme sağlanamaz. Eğer pedalın çubuk ayarı arızayı gideremezse, kavramanı içyapısına bakmak gerekirr. Kavramanın iç arızaları, balatalı diskin baskı plakasının çarpıklığından veya balatadaki gevşeklikten ileri gelebilir. Balata gevşemesinin başlıca nedeni, debriyajın kötü kullanılmasıdır. Örneğin tam gazda debriyaj pedalının ani olarak bırakılması tekere patinaj yaptırdığı gibi, balatanın sıyrılması olayına da yol açar. Şüphesiz tek defada sıyrılma olayı meydana gelmeyebilir.

4. Sesli çalışma: Kavrama sesi genellikle motorun rölanti devrinde çalışmasında belli olur. Kavraşmış durumda ses geliyorsa arıza nedeni başka, kavraşmamış durumda ses geliyorsa arıza nedeni yine başkadır.

Kavramadan seslerin gelmesi ve genellikle sesli çalışma, daha çok motor rölanti devrinde çalışırken, belirgin şekilde kendisini gösterir. Sebebi tespit etmek için sesin kavramanın kavraşma konumunda mı yoksa ayırmış durumunda mı geldiğine dikkat

etmek gerekir. Pedala basılırken mi yoksa pedal bırakıldığı zamanımı sesin geldiğini saptamak zorunludur. Örneğin pedala basıldığı zaman ses kesiliyorsa, sesler transmisyondan geliyor demektir. Ayrıca volanın göbeğinde bulunan ve prizdirekt milinin ön ucuna yataklık eden burcun aşınmış olması, ya da yağsız kalması, kurumuş olması da sese yol açabilir. Bu tür sesler daha çok yatak sesleridir ve şüphesiz vites kutusundaki yataklardan gelir. Debriyajın çok sert bir şekilde kullanılması veya vites değiştirilmesi sırasında dişlilerin çok sert bir şekilde kavraştırılması yataklara ani yükler bindirir ve erken aşınmalarına sebep olur.

Debriyaj pedalının çalıştırılması sırasında, yani pedala basıldığı ve pedal bırakıldığı sıralarda ses geliyorsa bağlantılar kurumuş kirlenmişlerdir. Sesler tamamen mekanizmanın mekaniki sürtünmelerinden kaynaklanır. Temizlenip yağlanmalıdırlar. Kavramanın kavraşmış konumunda sesler gelirse, balatalı diskin frezeli göbeğindeki milin frezeleri üzerinde gevşeklik yapmasından kaynaklanır. Bu durumda balatalı diskin veya prizdirekt milinin değiştirilmesi gerekir veya aşınmışlarsa her ikisinin de değiştirilmesi lazımdır. Balatalı diskin damper yayları zayıflar veya kırılmış olurlarsa, ses yapmaları mümkündür. Bu durumda balatalı diskin değiştirilmesi gerekir. Motor ile transmisyon eksenleri arasındaki kaçıklık balatalı diskin prizdirekt mili üzerinde ileri geri hareket etmesine neden olur. Eksenlerdeki kaçıklıklar düzeltilerek giderilmelidir.

Debriyaj ayırdığı zaman duyulan sesler baskı bilyesinin aşınmasından, yağsız kalmasından, tutukluk yapmasından ileri gelebilir. Bu durumda bulunan baskı bilyesi debriyaj pedalına basıldığı zaman çalışmaya başlarken tiz sürtünme sesleri çıkarır; buna ötme denir. Baskı bilyesinin ötmesi halinde ya değiştirilmeli ya da yağlanmalıdır. Yağlama sonuç vermezse kesinlikle değiştirilmelidir. Kavrama ayırma parmakları düzgün ayarlanmazsa, pedala basılınca, balatalı diskin göbeğine sürtünebilirler. Parmaklar yeniden ve istenilen değerde ayarlanmalıdır. Volan göbeğinde bulunan prizdirekt Kılavuz yatağı aşınmış ya da yağsız kalmışsa, araç viteste ve debriyaj ayırırken ve hatta araç dururken yüksek perdeden inleme sesi yapar. Bu şartlar altında prizdirekt mili, (Kılavuz yatak üzerinde yataklanmıştır) durmuştur ancak krank mili dönmektedir. Sesin kesilmesi için yatak yağlanmalı ya da değiştirilmelidir.

Diyafram tipi kavramada zayıflamış bulunan geri getirme yayları kavrama ayırırken ve motor rölantide çalışırken çıtırtı şeklinde ses yapar. Kavramayı sökmeden yayları değiştirerek sesi gideriniz.

***5. Kavrama pedalında titreşim*:** Motor çalışırken kavrama pedalına hafifçe basılınca kendini gösterir. Basılma miktarı arttırılınca titreşim kendiliğinden durur.

Bu arızanın sebeplerinden biri, transmisyon ile motor arasındaki eksen kaçıklığıdır. İki eksen aynı hizada değilse, her dönme hareketinde diğer bir ifade ile her devirde debriyajın balatalı diski ve diğer parçalar, ileri-geri kayma hareketlerine girişeceklerdir. Bu tür çalışma kavrama parçalarının erken aşınmasına sebep olur. Bu bakımdan kavrama indirilmeli ve volan muhafazası ile transmisyonun muhafazaya gelen yüzeyi kontrol edilerek eksen kaçıklığı giderilmelidir. Ayrıca volanda yalpa kontrolü yapılmalıdır. Yerine iyi oturamamış ya da çarpık durumda bulunan bir volan kavramanın çalışmasında titreşimlere yol açar. Gerekirse volan sökülerek ayrıntılı bir şekilde kontrol edilmeli ve yalpası giderilmelidir; yerine iyice oturması sağlanmalı ve sıkıca bağlanmalıdır.

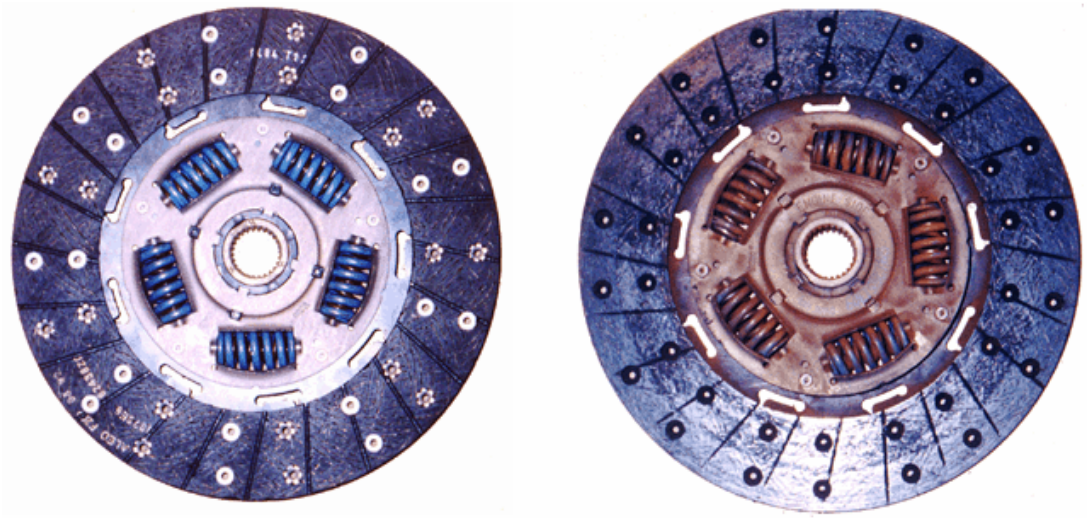
Volan muhafazası ile transmisyon arasında mevcut eksen kaçıklığı, muhafaza şimlerle beslenmek suretiyle giderilebilir. Muhafazadaki muhtemel çarpıklıktan kaynaklanan bu tür kaçıklıklar, şimlerle giderilemezse yeni bir volan muhafazası takmak zorunlu olur. Bu pedal titreşimleri daha çok revizyonlarda Parçaları yanlış toplamaktan ve parçaları yerine iyi oturtamamaktan meydana gelebilir.

Diğer taraftan ayırma parmaklarının eşit bir şekilde ayarlanmaması, baskı bilyesine titreşimli bir hareketin verilmesine ve neticede pedalda titreşimin oluşmasını yol açar. Baskı diski ile balatalı diskin çarpıklığı da aynı sonucu doğurur. Bu durumda balatalı disk değiştirilir. Baskı diski ve baskı plakası tertibatı ise düzeltilmeye çalışılır. Diyaframın tipi kavramada diyaframın kırık ve çatlak oluşu da pedala titreşim verir. Ancak bu kavramada diyaframın çatlaması, kırılması pedalda birden bire başlayan bir titreşime sebebiyet verir.

***6. Disk balatasının çabuk aşınması*:** Genellikle sürücü hatasından doğar. Ayaklarını devamlı pedal üzerinde tutmaları, şehir içi trafiğinde kavramanın sık kullanılması, yarım kavranmayla kalkışlar, pedalı uzun süre kavraşma noktasında tutmak, ayırma işlemi sırasında pedala çok yavaş basmak bu arızayı ortaya çıkarır.

Debriyaj balatası, debriyajın kaçırması hallerinde çabucak aşınır. Özellikle kötü bir alışkanlığın sonucu olarak şoförlerin ayaklarını sürekli debriyaj pedalı üzerinde tutmalarından dolayı kaçırma meydana gelir ve şüphesiz aşınmalara sebebiyet verilir. Yukarda da açıklandığı gibi pedalın bir miktar basılı tutulması baskı yaylarının kuvvetini bir miktar alır yani debriyaj bir dereceye kadar ayırma konumunda kalır. Baskı

kuvvetinin azalması ile balatalı diskin kısmen kaçırmasına yol açılır. Diğer taraftan şehir içi trafiğinde olduğu gibi debriyajın sık sık kullanılması, tekerde patinaja yol açan kalkışlar ve yarım debriyajla kalkışlar, pedalı uzun süre kavraşma noktasında tutmak, ayırma işlemi sırasında pedala çok yavaş basmak, balatalı diskin kısmen kaçırıp sürtünmelerine yol açtığı için ömrünü kısaltır.



Şekil 2.45. Yeni ve aşınmış balatalı disklere birer örnek

Tam gazla ani kalkışlar da debriyajı aşırı derecede yüklediğinden erken aşınmayı doğurur. Normalin üstünde büyük lastiklerin kullanılırsa da kavramanın yükünü arttırır.

Volanın sürtünme yüzeyi ile baskı plakasının yüzeylerinde çatlaklık ve keskin çıkıntılar ya da girintiler varsa, balata için bıçak etkisi yaparlar; balatanın yüzeyini tıraşlamaya çalışırlar. Bu nedenle balatanın değiştirilmesi halinde gerekli görülürse volan ve baskı plakası taşlanmalıdır veya değiştirilmelidir.

Çizelge 2.1. Arıza teşhis tablosu		
1. Kavrama kavraşmış durumda iken kayma a) Yanlış pedal boşluk ayarı b) Balataları aşınmış kavrama diski c) Özelliklerini kaybetmiş baskı yayları d) Ayarsız ayırma parmakları e) Kumanda sisteminde tutukluk f) Disk balatasının yağlanması g) Motor kulak bağlantılarının kırık olması	***2. Sarsıntılı ani kavraşma*** a) Kumanda sisteminde tutukluk b) Balata yüzeyleri camlaşmış disk c) Disk göbeği ile vites kutusu giriş mili arasında tutukluk d) Titreşim damperi yayları kırık	***3. Kavramanın tam ayırmaması*** a) Kumanda sisteminde tutukluk b) Yanlış pedal boşluk ayarı c) Baskı plakası veya diskte eğilme d) Disk balatalarının gevşemesi e) Ayarsız ayırma parmakları f) Motor kulak bağlantılarının kırık olması
4. Kavrama pedalında titreşim a) Motor ile vites kutusu aynı eksen üzerinde değil. b) Volanda eğilme c) Volan muhafazasında çarpılma d) Eğrilmiş kavrama diski veya baskı plakası e) Ayarsız ayırma parmakları f) Kavrama tertibatı parçaları aynı eksen üzerinde değildir.	***5. Disk balatasının çabuk aşınması*** a) Çok fazla pedala basılıyor b) Volan ve baskı plakası yüzeyleri çok aşınmış c) Baskı yayları özelliğini kaybetmiş d) Baskı plakası veya disk eğik e) Pedal boşluk ayarı yanlış f) Kumanda sisteminde tutukluk	***6 Çok sert kavrama pedalı*** a) Kumanda sisteminde tutukluk b) Hareket iletme çubukları aynı eksen üzerinde değil c) Pedal geri getirme yayı çok sert veya ayarsız

2.3.2.1.5. Çok diskli kavrama

Genellikle en çok kullanılan eksensel tip kavrama çeşidi, tek diskli kavramadır. Fakat müsaade edilen ortalama basınç, her bir balata için belirli sınırı aşmamalıdır. Basıncı normal değerlerde tutabilmek için, ortalama yarıçapı arttırmak gerekir. Bununla birlikte kavrama boyutlarını büyütmemek için, ortalama yarıçapı da belli değerler içerisinde tutmak gerekir. Bunun için yüzey sayısını arttırırsak yukarıdaki şartları korumuş oluruz. Bu günkü taşıtlarda ortalama basınç binek arabalarında 100 Pascal ağır taşıtlarda 260 Pascal civarındadır.

Şekil 2.46 Mekanik kumandalı çok diskli kavrama

Bundan ötürü tek diskli kavrama normal boyutlarda yeterli olmaktadır. Çok diskli kavrama bu gün, otomatik transmisyonların mekanik devrelerinde kullanılmaktadır.

Volana cıvatalarla tutturulmuş olan dış kampana, hareketini volandan alır ve içerisine ince plakalar halinde çelik diskler yerleştirilmiştir. İç kampana ise vites kutusu giriş miline bağlanmıştır ve onun üzerinde de aynen dış kampanada olduğu gibi aynı sayıda plakalar vardır. İç kampana krank milinin bir uzantısı olan merkezleme miline yataklandırılmıştır.

Kavraşma anında, yay baskısı sonucu iç ve dış kampanalarda bulunan çelik diskler, birbirine sürtünerek sürtünme kuvveti sonucu döndürme momentini, volandan vites kutusu giriş miline iletirler.

Ayrışma anında iç kampana ona bağlı olan ayırma yatağı vasıtasıyla sağa doğru çekilerek, yay baskısı çelik diskler üzerinden alınır. Bunun sonucunda çelik diskler birbiri üzerinde sürtünerek eriyeceğinden hareket iletimi kesilir.

İç kampananın ataletinden dolayı ve çelik diskler arasındaki yağdan ötürü hareket geçişini çabuk kesebilmek için, ayırma yatağına bağlı bir plaka, kavrama gövdesine veya dişli kutusu üzerine bağlı dönmeyen başka bir plakaya sürtünerek frenleme yapar. Kavrama ayırma durumuna geçtiği zaman P bilyeli yatağı, yay ile iç kampana arasındaki sürtünmeyi azaltır. Çelik disklerin temas ta oldukları yüzeylerini yağlamak gerekir, bunun için kavrama yağ kaçırmaz şekilde contalanıp, içerisine belli bir miktarda yağ koymak gerekir.

2.3.2.2. Kavrama mekaniği

Kavramanın tork iletme kapasitesi eksensel kavramaların tasarımında problem, belirli döndürme momenti ve yüzey basıncını elde etmek için gerekli eksensel kuvvetin hesaplanmasıdır. Problemi çözmek için iki şart vardır. Bunlar:

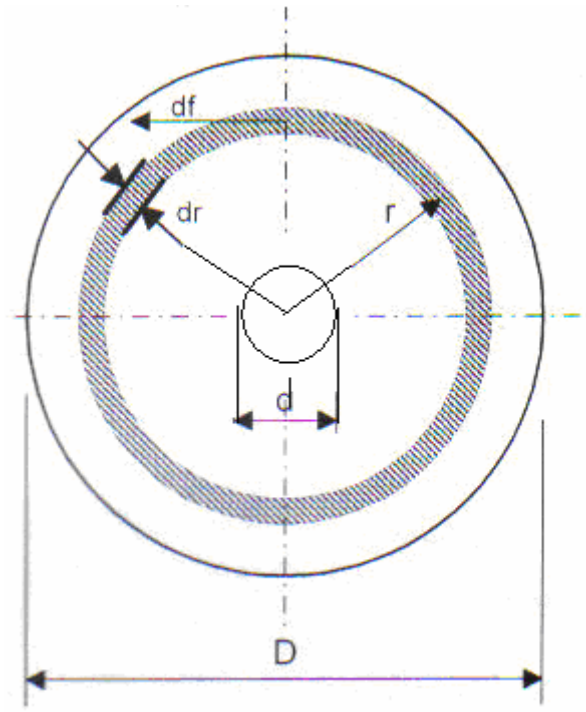
1. Düzgün Dağılmış Basınç (DDB): Basınç bütün yüzeye dağılmış kabul edilir. (Bu düzgün dağılım yay kullanılmak suretiyle elde edilebilir.)

2. Düzgün Dağılmış Aşınma (DDA): Birbirine sürtünen yüzeylerin aşınması düzgün olarak kabul edilir. Diskin çevreye yakın kısımlarda sürtünme işi büyük olduğundan önce bu kısımlar daha çok aşınır.

Bir müddet sonra basınç düzgün olarak dağılacak ve aşınma her kısımda düzgün bir şekilde meydana gelecektir.

2.3.2.2.1. Düzgün dağılmış basınç

Bir kavramanın maksimum tork iletme kapasitesi, kullanacağı motorun verebileceği maksimum torktan mutlaka daha fazla olmalıdır. Hesaplamalarda belirli bir EKS (Emniyet katsayısı) belirlenerek bu sağlanır. Yüzeylerdeki aşınma, baskı yaylarının özelliklerinin ısı ile zamanla bozulmasına neden olur. Ayrıca motor torkunun çevrim boyunca dalgalanarak değişmesi de söz konusudur. İşte bu sebeplerden dolayı Emniyet Katsayısının verilmesi gerekmektedir. Normal binek arabalarında EKS=1,3-2,3 arasında iken Traktör ve endüstri makinelerinde ani darbe yüklerinin fazlalığından dolayı EKS= 2 civarında olur.



Şekil 2.47. Düzgün dağılmış basınç

Şekil 2.47' ye göre kavrama diskinin etkili sürtünme yüzeyi sayısı ''n_{EYS}'' ile ifade edilir (Tek diskli kavramalarda n_{EYS}=2' dir.). Disk alanı A, disk yüzeyine dik etki eden basınç P, disk yüzeyine dik olarak etki eden eksenel kuvvet ise F_N'dir. 'r' yarıçapında ve dr kalınlığında olan bir alan dikkate alınırsa;

$Alan = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr$ dir ve bu alana etki eden eksenel kuvvet ise;

$df_N = P \cdot dA = P \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr$ olur. Toplam eksenel kuvvet;

$F_N = 2\pi \cdot P \int_{d/2}^{D/2} r \cdot dr = 2\pi \cdot P \cdot \frac{r^2}{2} \int_{d/2}^{D/2}$ integrali alınırsa; $F_N = \pi \cdot P \cdot \left(\frac{D^2 - d^2}{4} \right)$ elde edilir.

Mekanik verimin sembolü η_M'dir ve helisel yaylı kavramalarda ise %85 civarında olmaktadır. Böylece hem DDB ve hem de DDA'ya göre disk yüzeyindeki alana etkiyen kuvvetin formülü;

$\boxed{F_N = \frac{\pi}{4} \cdot P \cdot \left(D^2 - d^2\right) \cdot \eta_M}$ olur.

Bir başka husus ise; kavramaların disk yüzeyindeki sürtünme katsayısıdır. Yay basıncı ile sürtünmeye zorlanan kavramanın disk yüzeyinde meydana gelen bu katsayının da hesaba katılması gerekmektedir. Dolayısıyla sürtünme kuvveti;

$df_f = P \cdot dA \cdot \mu = P \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot \mu$ dir. Kavramanın momenti ise;

$dM_K = df_f \cdot r$ den; $dM_K = P \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot \mu \cdot r$ olur. Her iki tarafın da integrali alınırsa;

$M_K = 2\pi \cdot P \cdot \mu \int_{d/2}^{D/2} r^2 \cdot dr$ ve $M_K = \frac{1}{12} \cdot \pi \cdot P \cdot \mu \cdot \left(D^3 - d^3\right)$ elde edilir. Mekanik verimin ve etkili yüzey sayısının eklenmesiyle;

$$\boxed{M_K = \frac{1}{12} \cdot \pi \cdot P \cdot \mu \cdot \left(D^3 - d^3\right) \cdot \eta_M \cdot n_{EYS}}$$ elde edilir.

Eksenel kuvvetin elde edildiği formülden $F_N = \pi \cdot P \cdot \left(\frac{D^2 - d^2}{4}\right) \cdot \eta_M$ basınç çekilir

$P = \frac{4 \cdot F_N}{\pi \cdot \eta_M \cdot \left(D^2 - d^2\right)}$ ve yerine konursa;

$$M_K = \frac{1}{12} \cdot \pi \cdot \mu \cdot \left(D^3 - d^3\right) \cdot \eta_M \cdot n_{EYS} \cdot \frac{4 \cdot F_N}{\pi \cdot \eta_M \cdot \left(D^2 - d^2\right)}$$

$$\boxed{M_K = \frac{1}{3} \cdot F_N \cdot \mu \cdot n_{EYS} \cdot \frac{\left(D^3 - d^3\right)}{\left(D^2 - d^2\right)}}$$ elde edilir.

2.3.2.2.2. Düzgün dağılmış aşınma

Aşınma basınç ve sürtünme hızıyla orantılıdır, sürtünme hızı da dönme merkezinden olan mesafe ile orantılıdır. Diğer bir ifade ile aşınma basınç ve yarıçap ile

doğru orantılıdır. Düzgün dağılmış aşınma kabul edildiğine göre basınç ve yarıçap çarpımının sabit olması gerekir.

$P \cdot r = c = Sabit$ Yarıçapı r ve kalınlığı dr olan şekil 2.47'deki aynı element alınırsa, eksenel kuvvet F_N aşağıdaki gibi hesaplanır.

$df_N = P \cdot dA = P \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr = c \cdot 2 \cdot \pi \cdot dr$ olur. Buradan;

$F_N = 2\pi \cdot c \int_{d/2}^{D/2} dr = \pi \cdot c \cdot (D - d)$ elde edilir. Dolayısıyla; $c = \dfrac{F_N}{\pi \cdot (D - d)}$ olur.

Kavramanın momenti ise;

$dM_K = df_f \cdot r$

$dM_K = P \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot \mu \cdot r$ dir. $P \cdot r = c$ olduğundan $P = c / r$ dir. P eşitliği yerine konursa; $dM_K = c \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot \mu$ olur. Her iki tarafın da integrali alınırsa;

$M_K = 2\pi \cdot c \cdot \mu \int_{d/2}^{D/2} r \cdot dr$ ve $M_K = \dfrac{1}{4} \pi \cdot c \cdot \mu \cdot (D^2 - d^2)$ eşitliği elde edilir. Etkili yüzey sayısının eklenmesiyle ve c'nin eşitliğinin $c = \dfrac{F_N}{\pi \cdot (D - d)}$ yerine konulmasıyla;

$M_K = \dfrac{1}{4} \cdot \pi \cdot \dfrac{F_N}{\pi \cdot (D - d)} \cdot \mu \cdot (D^2 - d^2) \cdot n_{EYS}$ formülü elde edilir. Sadeleştirmelerin ardından,

$\boxed{M_K = \dfrac{1}{4} \cdot F_N \cdot \mu \cdot n_{EYS} \cdot (D + d)}$ olur.

ÖRNEK PROBLEMLER

Örnek Problem 2.1. Bir elektrik motoru iş makinesine hareketi tek diskli bir kavrama ile vermektedir. Sürtünme katsayısı 0,3, mekanik verim %85, kavrama basıncı 150 kPa disk dış ve iç çapları sırası ile 50 ve 40 cm olduğuna göre bu kavramanın ileteceği torku ve baskı plakasını iten eksenel kuvveti düzgün dağılmış basınca (DDB) ve düzgün dağılmış aşınmaya (DDA) göre bulunuz?

Hem DDB ve hem de DDA'ya göre baskı plakasını iten eksenel kuvvetin formülü aynı olduğundan;

$$F_N = \frac{\pi}{4} \cdot P \cdot \left(D^2 - d^2\right) \cdot \eta_M = \frac{\pi}{4} \cdot 150000 \cdot \left(0{,}5^2 - 0{,}4^2\right) \cdot 0{,}85$$

$$F_N = 9007{,}875 N$$

Kavramanın ileteceği tork düzgün dağılmış basınca göre;

$$M_K = \frac{1}{3} \cdot F_N \cdot \mu \cdot n_{EYS} \cdot \frac{\left(D^3 - d^3\right)}{\left(D^2 - d^2\right)} = \frac{1}{3} \cdot 9007{,}875 \cdot 0{,}3 \cdot 2 \cdot \frac{\left(0{,}5^3 - 0{,}4^3\right)}{\left(0{,}5^2 - 0{,}4^2\right)}$$

$$M_K = 1221{,}07 Nm$$

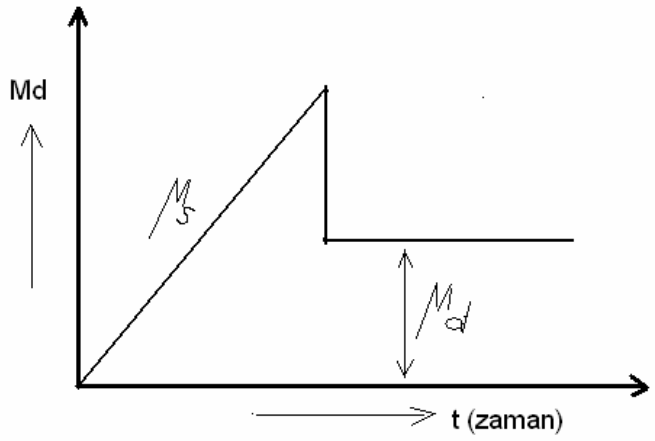
Kavramanın ileteceği tork düzgün dağılmış aşınmaya göre;

$$M_K = \frac{1}{4} \cdot F_N \cdot \mu \cdot n_{EYS} \cdot \left(D + d\right) = \frac{1}{4} \cdot 9007{,}875 \cdot 0{,}3 \cdot 2 \cdot \left(0{,}5 + 0{,}4\right)$$

$$M_K = 1216{,}06 Nm$$

Sürtünme Katsayısının Değişimi

Tasarımda sürtünme katsayısı önemli rol oynar. Bütün gereçler için, harekete geçiş sırasında oluşan sürtünme katsayısı μs ve hareket halinde iken oluşan sürtünme katsayısı μd olarak iki tip sürtünme katsayısı vardır. Bu iki sürtünme katsayısının farklı oluşundan dolayı sürtünmeli kavramalar iki tip döndürme momenti iletirler.



Şekil 2.48. Motor torkuna bağlı oluşan sürtünme katsayısı

Sürtünme katsayısı μs daha büyük olduğundan, aşırı yükler için tasarımda bu katsayı dikkate alınır. Otomobillerde kavraşma ve ayrışma yüksek hız ve döndürme torklarında olduğundan, tasarım sürtünme katsayısı μd dikkate alınarak yapılır.

Genel olarak döndürme momenti, sürtünme katsayısı μd ile iletileceği göz önüne alınırsa, sürtünme katsayısı aşağıdaki iki özelliği içermelidir:

1. Hareketi alan kısma gerekli döndürme momentini iletmelidir.
2. Hareketi alan kütlelere hız kazandırmalıdır.

Fakat hız kazanacak kütleleri tam olarak belirlemek, hemen hemen imkânsızdır. Bunun için gerekli sürtünme döndürme momenti yaklaşık olarak, içten yanmalı motordan elde edilecek maksimum döndürme momenti belirli bir katsayıyla çarpılarak hesaplanır.

$$M_K = M_e \cdot EKS$$

Burada,

M_K : Kavramanın ileteceği döndürme momenti

M_e : İçten yanmalı motorun maksimum döndürme momenti

EKS : Emniyet Katsayısı

Binek arabalarında 1,3 – 1,5, traktör ve endüstri makinelerinde EKS 2 alınır. İş makinesinin türünü bilmekle sürtünme döndürme momenti yaklaşık olarak kolayca hesaplanabilir. Bundan sonra balata gereci seçilir. Her balata gerecinin belirli bir sürtünme katsayısı olduğundan sürtünme katsayısı da bilinmiş olur. Otomobillerde kullanılan disk balatalarında sürtünme katsayısı 0,25 – 0,30 arasındadır.

Çizelge 2.2. Çeşitli iş makineleri için yapılan hesaplamalarda alınan emniyet katsayısı

Elektrik motorları, taşlama makineleri	1,00 – 1,15
Tornalar, ağaç işleyen makineler	1,05 – 1,20
Pistonlu kompresörler ve pistonlu pompalar	1,12 – 1,30
Testere makineleri	1,17 – 1,35
Öğütücüler (Taş kırma makineleri) ve değirmenler	1,75 – 2,00

Sürtünme döndürme momenti ve sürtünme katsayısı bilindikten sonra, problem gerekli eksensel kuvvetin ve disk ortalama yarıçapının hesaplanmasıdır.

Müsaade edilen ortalama basınç, (Taşıtlarda 100 kPa ve ağır taşıtlarda 260 kPa civarındadır.) seçilen her bir balata için belirli sınırı aşmamalıdır. Bu yüzden problem balatanın iç ve dış çaplarının hesaplanmasıdır. Fakat fazla yer işgal etmemesi için çaplar aşağı yukarı sabit tutulur.

Eğer sabit tutulan çaplar, bu hesaplanan alana uymazsa, bu halde çok diskli kavramalar kullanılabilir.

Örnek Problem 2.2. Bir otomobilde diyafram yaylı tek diskli bir kavrama kullanılmaktadır. Sürtünme katsayısı 0,3, kavrama basıncı 150 kPa, disk çapı D= 20 cm d= 14 cm, EKS=1,3 ve mekanik verim %90' dır.

a) Baskı plakasını iten toplam kuvvet ne kadardır?

b) Kavramanın iletebileceği momenti bulunuz.

c) Bu kavramanın kullanıldığı motorun maksimum momenti ne olmalıdır?

a) $F_N = \frac{\pi}{4} \cdot P \cdot \left(D^2 - d^2\right) \cdot \eta_M$ $\qquad F_N = \frac{\pi}{4} \cdot 150000 \cdot \left(0{,}2^2 - 0{,}14^2\right) \cdot 0{,}9 = 2163N$

b) $M_K = \frac{1}{3} \cdot F_N \cdot \mu \cdot n_{EYS} \cdot \frac{\left(D^3 - d^3\right)}{\left(D^2 - d^2\right)}$ $\qquad M_K = \frac{1}{3} \cdot 2163 \cdot 0{,}3 \cdot 2 \cdot \frac{\left(0{,}2^3 - 0{,}14^3\right)}{\left(0{,}2^2 - 0{,}14^2\right)} = 11{,}46Nm$

c) $M_K = M_e \cdot EKS$ $\qquad M_e = \frac{M_e}{EKS} = \frac{111{,}46}{1{,}3} = 85{,}74Nm$

Örnek Problem 2.3. Maksimum motor torku 480 Nm olan bir yarış otomobilinde diyafram yaylı iki diskli bir kavrama kullanılmaktadır. Sürtünme katsayısı 0,3, kavrama basıncı 150 kPa, disk dış çapı ile iç çapı arasındaki oran 0,7, EKS=1,25 ve mekanik verim %90' dır. Balatalı disklerin iç ve dış çaplarını hesaplayın.

$$M_K = M_e \cdot EKS \qquad M_K = 480 \cdot 1{,}25 = 600 Nm$$

$$M_K = \frac{1}{12} \cdot \pi \cdot P \cdot \mu \cdot \left(D^3 - d^3\right) \cdot \eta_M \cdot n_{EYS} \qquad \frac{d}{D} = 0{,}7 \qquad d = 0{,}7 \cdot D$$

$$M_K = \frac{1}{12} \cdot \pi \cdot P \cdot \mu \cdot \left(D^3 - (0{,}7 \cdot D)^3\right) \cdot \eta_M \cdot n_{EYS}$$

$$M_K = \frac{1}{12} \cdot \pi \cdot P \cdot \mu \cdot 0{,}657 \cdot D^3 \cdot \eta_M \cdot n_{EYS}$$

$$D = \sqrt[3]{\left(\frac{12 \cdot M_K}{\pi \cdot P \cdot \mu \cdot 0{,}657 \cdot \eta_M \cdot n_{EYS}}\right)} = \sqrt[3]{\left(\frac{12 \cdot 600}{\pi \cdot 150000 \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}657 \cdot 0{,}9 \cdot 4}\right)} = 0{,}278 m$$

$$d = 0{,}7 \cdot D = 0{,}7 \cdot 0{,}278 = 0{,}1946 m$$

BÖLÜM 3

3.1. STANDART VİTES KUTULARI

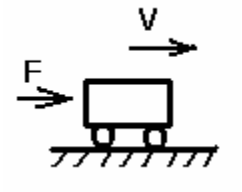
Pistonlu buhar makineleri ve elektrik motorları ile hareket eden taşıtlarda makine veya motorun hareketi tekerleklere ya bir dişli ile direk olarak iletilir veya tekerlekler makinenin miline bağlanmıştır. Çünkü bu enerji makinelerinde ilk harekete geçiş esnasında maksimum tork sağlanabilir.

İçten yanmalı motorlarda ise ilk harekete geçişte ve yokuşta düz yolda gerekli olan torkun birkaç katını almak zorundayız. Bunu ise bu motorlar veremez. İçten yanmalı bu motorların yetersizliği gerekli zamanlarda tork artışı sağlayan bir sistemin ilave edilmesi ile giderilmiştir. Kavrama ile şaft arasında kullanılan bu sisteme vites kutusu denir.

3.1.1. Vites Kutusundan İstenilen Özellikler

1. Motorla tekerlek arasındaki irtibatı keserek taşıt hareket etmeden motorun çalışmasını sağlamak.
2. Taşıtın ilk harekete geçebilmesi, bir yokuşu çıkabilmesi veya çabuk bir şekilde hızlanabilmesi için gerekli tork artışı ve hız artışı sağlamak.
3. Yol ve trafik durumuna göre taşıta uygun hızı vermek
4. Taşıta geri hareket temin etmek

3.1.2. Temel Eşitlikler ve Dişli Oranı



İş: $W = F \cdot L$ (juole)

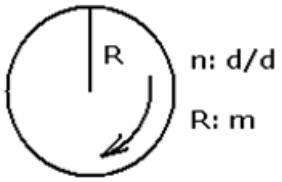
F: Kuvvet (N)

L: Alınan yol (m)

Güç: $P = F \cdot V$ (watt)

V: Taşıt hızı (m/s)

Bir Mil veya Tekerleğin Lineer Hızı



$$V = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot n}{60} \quad \text{(m/s)}$$

Açısal hız

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad \text{(rad/s)}$$

Güç, Tork ve Devir İlişkisi

$P = M \cdot \omega$ (W)

$P = \dfrac{M \cdot n}{9549}$ (kW)

M: Tork (Nm)

n: Devir (d/d)

ω: Açısal hız (rad/s)

Verim

Güç iletilen herhangi bir sistemde sürtünme, yağ çarpması ve diğer kayıplar nedeni ile güç kaybı mevcuttur. Teorik olarak çıkış gücü giriş gücüne eşit alınabilir. Fakat gerçekte her zaman; $n_{çıkış} < n_{giriş}$ dir. Verim;

$$\eta = \frac{P_ç}{P_g} = \frac{\dfrac{M_ç \cdot n_ç}{9549}}{\dfrac{M_g \cdot n_g}{9549}} = \frac{M_ç \cdot n_ç}{M_g \cdot n_g}$$

Eğer η=% 100 ise; Pçıkış = Pgiriş

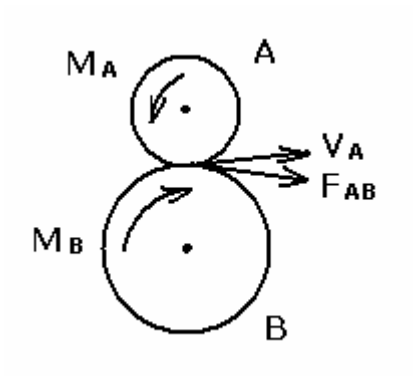
Dişli Oranı

Giriş mili hızının (devir sayısının) çıkış mili hızına oranına ***dişli oranı*** adı verilir. Bu oran ***"i"*** ile gösterilir.

$$i = \frac{n_g}{n_ç}$$

Basit Bir Dişli Sisteminde Devir Sayısı ile Dişli Çapı, Diş Sayısı ve Tork Arasındaki İlişki

A dişlisi giriş dişlisi, B dişlisi çıkış dişlisi olarak ele alınsın. Buna göre; A dişlisinin torku giriş miline eşittir. Ayrıca A dişlisinin lineer hızı B dişlisinin lineer hızına eşittir.



$$V_A = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_A \cdot n_A}{60} = \frac{\pi \cdot D_A \cdot n_A}{60}$$

$$V_B = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_B \cdot n_B}{60} = \frac{\pi \cdot D_B \cdot n_B}{60}$$

$$V_A = V_B \qquad \frac{\pi \cdot D_A \cdot n_A}{60} = \frac{\pi \cdot D_B \cdot n_B}{60}$$

$$D_A \cdot n_A = D_B \cdot n_B \qquad \frac{n_A}{n_B} = \frac{D_B}{D_A}$$

$$\frac{n_g}{n_ç} = \frac{D_ç}{D_g} = i$$

Devir sayısı ile çap birbiri ile ters orantılıdır.

Dişlileri döndüren FAB kuvveti dikkate alındığında tork ile çapın birbiri ile doğru orantılı olduğu görülür. Ayrıca, tork ile devir sayısı birbiri ile ters orantılıdır.

$$F_{AB} = \frac{2 \cdot M_A}{D_A} \qquad \frac{2 \cdot M_A}{D_A} = \frac{2 \cdot M_B}{D_B}$$

$$i = \frac{n_g}{n_ç} = \frac{D_ç}{D_g} = \frac{M_ç}{M_g}$$

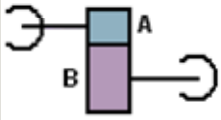
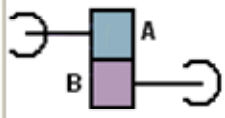
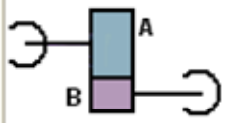
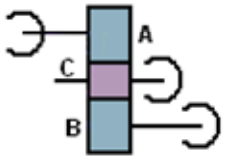
$$F_{AB} = \frac{2 \cdot M_B}{D_B} \qquad \frac{M_A}{M_B} = \frac{D_A}{D_B}$$

Dişli sisteminde en çok kullanılan büyüklüklerden birisi de diş sayısıdır (z). Bir dişli üzerinde bulunan diş sayısı dişli çapı ile doğru orantılıdır.

$$\frac{D_ç}{D_g} = \frac{z_ç}{z_g} \qquad i = \frac{n_g}{n_ç} = \frac{D_ç}{D_g} = \frac{z_ç}{z_g} = \frac{M_ç}{M_g}$$

Çizelge 3.1. Dişli oranlarının değişimi

A: Tahrik dişlisi B: Tahrik alan dişli C: Avare dişli

PARALEL DİŞLİLER İÇİN TORK İLETİMLERİ				
Diş Sayısı	A < B	A = B	A > B	A = B
Dişli Kombinasyonu				
A'ya göre B'nin devri	Azalır	Eşit	Artar	Eşit (C avare dişlidir)
A'ya göre B'nin Torku	Artar	Eşit	Azalır	Eşit
Dönüş Yönü	Zıt	Zıt	Zıt	Aynı

3.1.3. Taşıtlarda Vites Kademelerinin Seçimi

Bir taşıta hareketi sırasında çeşitli kuvvetler etki eder. Bu kuvvetler karakterlerine göre taşıtın hareketine, hızına, ivmesine veya yol durumuna göre değişirler ve taşıt hareketine karşı oldukları için direnç kuvvetleri adını alırlar. Taşıtın hızını koruyabilmesi için toplam direnç kuvvetlerine eşit bir kuvvetin tekerleklere uygulanması gerekir. Eğer tahrik kuvveti toplam direnç kuvvetinden fazla ise taşıt hızlanır, az ise yavaşlar.

Direnç kuvvetlerini 2 grupta toplayabiliriz:

a) Dış dirençler (Yuvarlanma direnci, Aerodinamik (Hava) direnç, Yokuş direnci)

b) İç dirençler (İvmelenme direnci, Transmisyon direnci)

3.1.4. Direnç Kuvvetleri

3.1.4.1. Yuvarlanma direnci

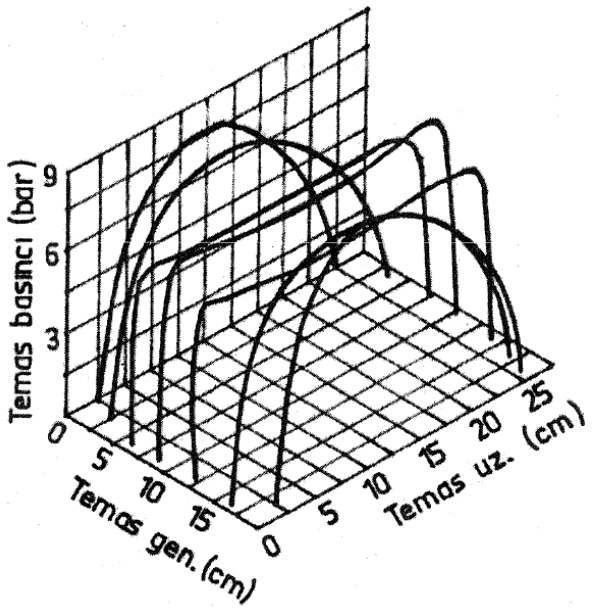
Lastikle Zemin Arasındaki Basınç Dağılımı

Düşey bir yükün altında bulunan sabit durumdaki tekerleğin, zemine temas ettiği kısımda bir basınç alanı oluşur. Basıncın dağılımı, tekerlek torku ve yanal kuvvetlerin olmadığı durumlarda esas olarak lastik yapısının ve iç basıncın bir fonksiyonudur.

Lastik basınç dağılımı ekvatoral düzlemde bir ölçüde üniformdur. Temas yüzeyinin ön ve arka kenarlarında görülen küçük artışlar dişlerin rijitliğinin bir sonucudur. Dişlerin bu bölgelerdeki bükülmeleri, temas basıncının artmasına neden olan ek kuvvetleri gerektirmektedir.

Temas yüzeyi, taşıt ağırlığının lastik basıncına oranıdır.

Basınç merkezi bileşke temas kuvvetinin geçtiği nokta olarak tanımlanır. Sabit duran bir tekerlekte bu merkez, temas yüzeyinin geometrik merkezidir. Hareket halindeki bir tekerlekte basınç dağılımı simetrik değildir ve basınç merkezi hareket yönünde olmak üzere geometrik merkezin önüne geçer.

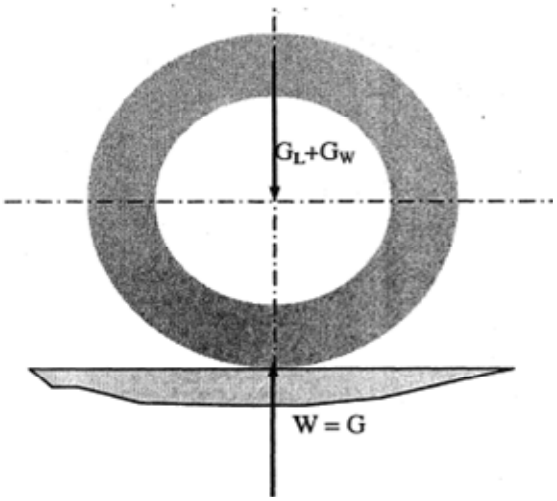


Şekil 3.1. Lastik temas yüzeyindeki basınç dağılımı

Rijit Zemindeki Tekerleğin Hareket Eşitlikleri

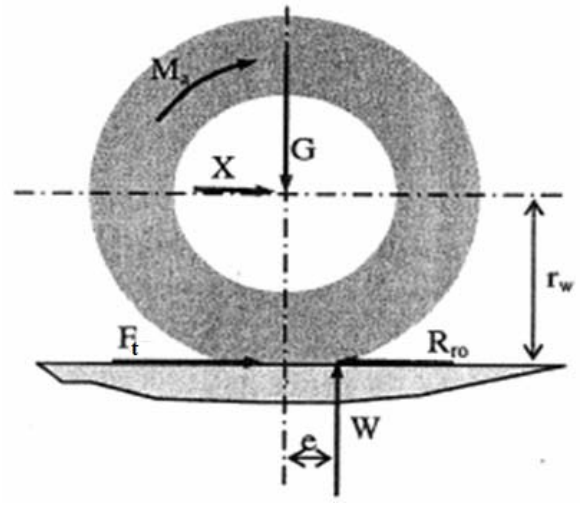
r_w yarıçapında ve G_w ağırlığındaki bir tekerleğin G_L yükünü taşıdığı varsayılırsa; statik şartlardaki zemin reaksiyonu W, G'ye eşit olacaktır.

$$W = G_w + G_L = G$$



Şekil 3.2.Tekerleğin statik şartlardaki serbest cisim diyagramı

Düz bir yolda ve sabit hızda hareket halindeki bir tekerleğin yuvarlanma direnci için tekerlek merkezine göre momentlerin toplamı;



Şekil 3.3. Dinamik tekerleğin serbest cisim diyagramı

$$M_a + R_{ro} \cdot r_w = F_t \cdot r_w + W \cdot e$$

$$M_a = F_t \cdot r_w$$

$$R_{ro} \cdot r_w = W \cdot e$$

$$R_{ro} = W \cdot \frac{e}{r_w}$$

M_a : Aks torku, Nm

F_t : Tekerlek tahrik kuvveti, N

e : Basınç merkeziyle geometrik merkez arasındaki mesafe

Eşitliğindeki e/r_w oranı, yuvarlanma direnci katsayısı olarak tanımlanmakta ve f_{ro} ile gösterilmektedir.

$$R_{ro} = W \cdot f_{ro}$$

Taşıtın iki dingiline gelen yükler farklı ise; toplam yuvarlanma direnci;

$$R_{ro} = W_f \cdot f_{rof} + W_r \cdot f_{ror}$$

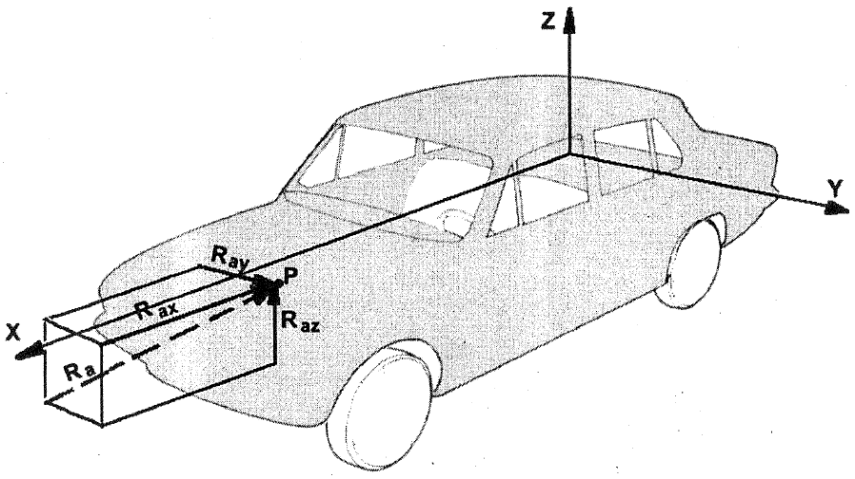
Örnek Problem 3.1. Bir binek otosunun ön dingil yükü 5000 N ve arka dingil yükü 6500 N'dur. Yuvarlanma direnci katsayıları ön için 0,11 ve arka için 0,12 olarak belirlendiğine göre toplam yuvarlanma direncini bulunuz.

$$R_{ro} = W_f \cdot f_{rof} + W_r \cdot f_{ror}$$

$$R_{ro} = 5000 \cdot 0{,}11 + 6500 \cdot 0{,}12 = 1330N$$

3.1.4.2. Aerodinamik direnç

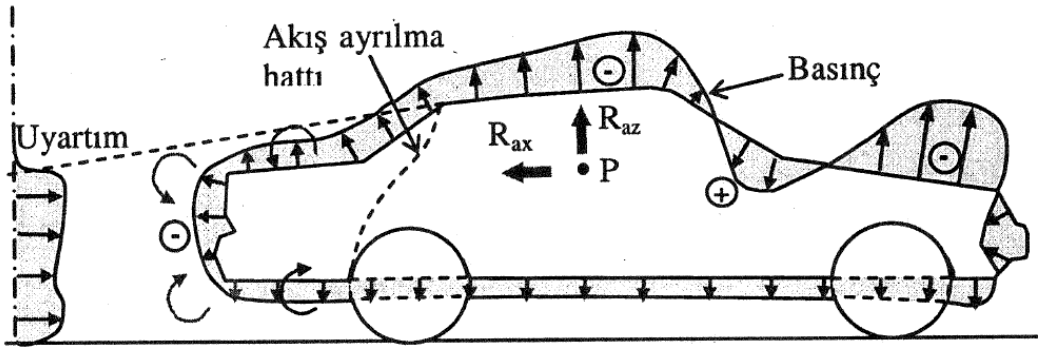
Taşıtın hareketi sırasında hava hareketine bağlı olarak gelişen aerodinamik kuvvet taşıtın hızına ve ortamın rüzgar hızına bağımlıdır. Tüm taşıt yüzeyine dağılmış olan basınçların bileşkesi olan areodinamik kuvvet basınç merkezi adı verilen bir noktaya etki etmekte ve taşıtın kullanım ve yönlendirme karakteristiklerini olumlu ya da olumsuz biçimde etkileyen koşullar oluşturmaktadır. Bu nedenle aerodinamik kuvvet taşıt kararlılığı açısından dikkate alınması gereken bir kuvvettir.



Şekil 3.4. Aerodinamik kuvvet ve bileşenleri

Bileşke aerodinamik kuvvetin taşıtın ileriye doğru hareketine karşı olan bileşenine aerodinamik direnç denilmektedir.

Sabit hızlı bir akışkan bir gövde etrafından aktığında, iki bileşenden oluşan bir direnç kuvveti oluşur. Bu bileşenler; yüzeyin yapışkanlık etkisine bağımlı **yüzey sürtünme direnci** ve taşıtın boşalttığı hacmin gerisinde kalan **uyartım akımı "wake"** basınç dağılımının sonucu olarak meydana gelen basınç dirençleridir.



Şekil 3.5. Seyir halindeki bir otomobilde basınç dağılımı

Taşıta etkiyen aerodinamik direnç esas olarak üç etkenle ortaya çıkmaktadır:

1. Taşıtın arka kısmında boşalltığı bölgede meydana gelen türbülansın oluşturduğu direnç… Bu direnç özellikle arka kısım olmak üzere taşıt gövdesinin biçimine bağlıdır. Aerodinamik direncin en önemli bileşeni olup, toplam direncin %80'i kadardır.

2. Taşıtın dış yüzeylerinden akan havanın neden olduğu yüzey sürtünmesi… Bir otomobilde bu bileşen toplam direncin %10'u kadardır.

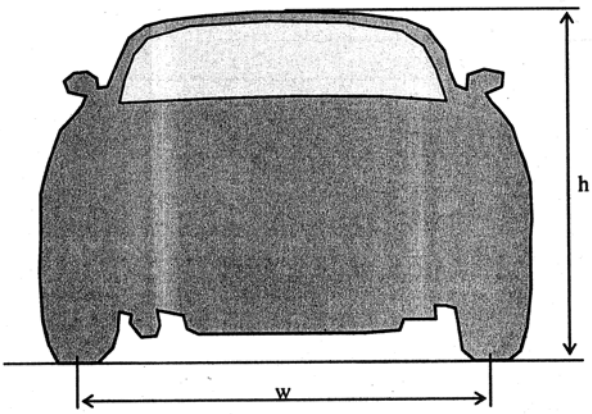
3. Soğutma ve havalandırma amacıyla taşıtın radyatör sisteminden veya iç kısımlardan geçen havaya bağlı olarak oluşan iç direnç… Bu bileşen akış kanallarının tasarımına bağımlı olarak değişmekle beraber toplam direncin %10'u kadardır.

Hesaplamaları basitleştirmek amacıyla bu kuvvetlerin tümü tek bir kuvvete indirgenir ve aerodinamik direnç olarak adlandırılır. Toplam aerodinamik kuvvetin taşıtın hareketi doğrultusundaki bileşeni olan aerodinamik direnç;

$$R_{ax} = 0{,}5 \cdot \rho \cdot c_x \cdot A \cdot (V \mp V_0)^2$$

eşitlik ile hesaplanabilir. Hızlar km/h olarak yazılmak istenirse;

$$R_{ax} = 0{,}0386 \cdot \rho \cdot c_x \cdot A \cdot (V \mp V_0)^2$$



Şekil 3.6. Taşıtın ön izdüşüm alanı

Taşıtın ön izdüşüm alanı $A \cong 0{,}9 \cdot w \cdot h$ eşitliği ile yaklaşık olarak bulunabilir.

Örnek Problem 3.2. Bir taşıtın rüzgarsız bir ortamda 120 km/h hızla giderken, sahip olduğu rezerv kuvvet 550 N'dur. Ön izdüşüm alanı 2,25 m^2, aerodinamik direnç katsayısı 0,33 ve ρ_a= 1,2 kg/m^3 olduğuna göre, taşıtın bu hızı değişmeksizin karşılayabileceği maksimum ön rüzgar hızı ne kadar olabilir?

$$R_{ax_{120+V_0}} - R_{ax_{120}} = 550 \qquad R_{ax} = 0{,}0386 \cdot \rho \cdot c_x \cdot A \cdot (V \mp V_0)^2$$

$$0{,}0386 \cdot \rho \cdot c_x \cdot A \cdot (V + V_0)^2 - 0{,}0386 \cdot \rho \cdot c_x \cdot A \cdot V^2 = 550$$

$$0{,}0386 \cdot \rho \cdot c_x \cdot A \cdot \left[(V + V_0)^2 - V^2\right] = 550$$

$$0{,}0386 \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}33 \cdot 2{,}25 \cdot \left[(120 + V_0)^2 - 120^2\right] = 550$$

$$V_0^{\,2} + 240 \cdot V_0 = 15991{,}8 \qquad V_0 = 54{,}3 km/h$$

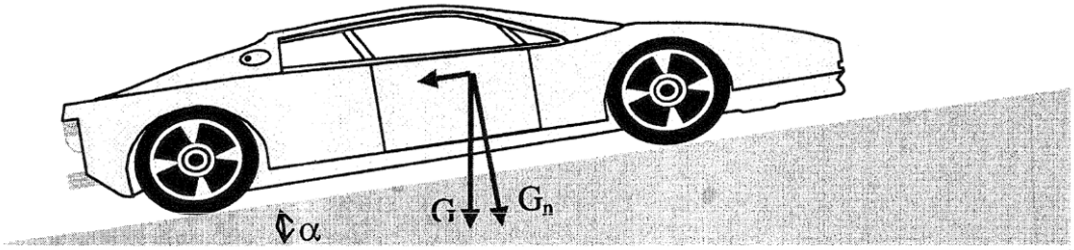
3.1.4.3. Yokuş direnci

Bir taşıtın herhangi bir sabit hızda tırmanabileceği maksimum eğim "tırmanma yeteneği" olarak tanımlanmaktadır. Tırmanabileceği maksimum eğim; maksimum tırmanma yeteneğini belirlemektedir. Bu yetenek özellikle ağır vasıtalar ve karayolu taşıtları için önem kazanmaktadır.

Yolun eğimi genellikle eğim açısı (α) veya bu açını tanjantı (Tanα=st) ile tanımlanmaktadır.

Yokuş direncini oluşturan kuvvet taşıt ağırlığının yola paralel bileşenidir. $R_{st} = \pm G \cdot Sin\alpha$

Küçük açılar için Tan$\alpha \cong$Sinα olduğundan yokuş direnci yaklaşık olarak $R_{st} = \pm G \cdot Tan\alpha = \pm G \cdot st$ eşitliği ile hesaplanabilir.



Şekil 3.7. Yokuş direnci

3.1.4.4. İvme direnci

Newton'un II. Hareket yasasına göre; bir taşıtın hızlanması veya yavaşlaması sırasında bu hareketlere ters yönde atalet kuvvetleri oluşmaktadır. Newton'a göre bu kuvvet $F = m \cdot a$ eşitliği ile ifade edilmiştir.

Taşıtın hareketi sırasında karşılaşılan bu kuvvet ivme ile ters yönde olduğundan ivme direnci olarak tanımlanmaktadır. İvme direnci doğrusal hareket halindeki kütlelerin atalet kuvvetleri ile dönme hareketi yapan tekerlekler, aktarma organları ve motorun dönel atalet kuvvetlerinden oluşmaktadır. Taşıt hızındaki bir değişim dönen bu elemanların hızlarını değişmesi ile sağlanmaktadır.

İvme direnci, karmaşık denklemler yerine otomobiller için elde edilmiş sayısal eşitlik ile bulunabilir.

$$R_i = m_{ef} \cdot a$$

$$m_{ef} = m \cdot \gamma$$

$$\gamma \cong 1{,}04 + 0{,}0025 \cdot i_0^2$$

3.1.4.5. *Transmisyon direnci*

Motordan elde edilen güç tekerleklerde 'Tekerlek tahrik kuvveti' haline gelinceye kadar güç aktarma organlarından aktarılırken azalır. Kavramadan vites kutusuna oradan şafta ve diferansiyel aracılığı ile tekerleklere iletilen motor gücündeki azalma miktarına transmisyon direnci denir.

3.1.5. Tahrik Kuvveti

Taşıtın hareketini sağlayan motordur ve kavramayı çevirir. Bu tork vites kutusuna iletilir. Kayıpları ihmal edersek vites kutusuna verilen enerji şafttan alınan enerjiye eşit olmalıdır. Eğer vites kutusundaki dişli oranı iVK ise şafttaki tork;

$M_ş = M_e \cdot i_{VK}$ olacaktır. Şaftın hareketi diferansiyel ve akslar aracılığı ile tekerleklere iletilir. Eğer diferansiyeldeki dişli oranı i_D ise tekerlekteki tork (iki tekerlek bir olarak düşünülürse);

$M_t = M_ş \cdot i_D$ olur. Motor torku ile ifade edilecek olursa;

$M_T = M_e \cdot i_D \cdot i_{VK}$ olur.

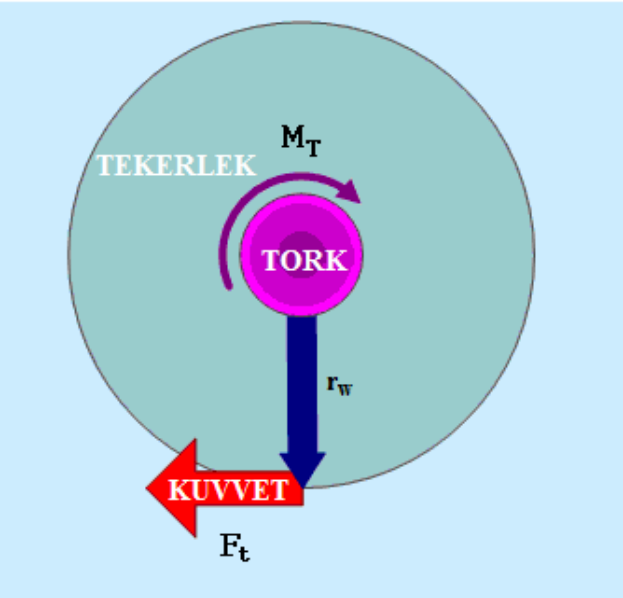
Tekerlek torku;

$M_T = F_t \cdot r_w$ ile ifade edilebilir.

$M_T = M_e \cdot i_D \cdot i_{VK}$ ifadesi kullanılarak;

$F_t \cdot r_w = M_e \cdot i_D \cdot i_{VK}$ elde edilir. Buradan tahrik kuvveti;

$$F_t = \frac{M_e \cdot i_D \cdot i_{VK}}{r_w}$$ elde edilir.



GAO'daki kayıplar düşünülerek verim de dikkate alınırsa;

$$F_t = \frac{M_e \cdot i_D \cdot i_{VK}}{r_w} \cdot \eta_{GAO}$$ olur.

Toplam transmisyon oranı; $i_0 = i_D \cdot i_{VK}$'dir.

Buradan tahrik kuvveti $F_t = \frac{M_e \cdot i_0}{r_w} \cdot \eta_{GAO}$ olur.

Örnek Problem 3.3. Bir taşıt motoru 1500 d/d'de 90 Nm'lik tork vermektedir. Vites kutusu dişli oranı i_1= 3 ve vites kutusu verimi %92 ise; bu vites konumundaki şaft torkunu ve hızını bulunuz.

$$M_ş = M_e \cdot i_1 \cdot \eta_{tr} \qquad M_ş = 90 \cdot 3 \cdot 0{,}92 = 248{,}4Nm \qquad n_ş = \frac{n_e}{i_1} = \frac{1500}{3} = 500d/d$$

Örnek Problem 3.4. Bir taşıt 90 km/h hızla hareket etmektedir. Direkt hareket durumunda motor devri 4000 d/d ve gücü 56,8 kW'dır. GAO verimi %90, tekerlek yarıçapı 35 cm ve toplam direnç 1325 N'dur. Buna göre;

a) Tekerlekteki tahrik kuvvetini bulun.

b) Negatif veya pozitif ivmeyi sağlayan kuvvet ne kadardır?

a) $$P_e = \frac{M_e \cdot n_e}{9549} \qquad M_e = \frac{9549 \cdot P_e}{n_e} = \frac{9549 \cdot 56{,}8}{4000} = 135{,}6Nm$$

$$V = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_w \cdot n_t}{60} \qquad n_t = \frac{60.V}{2 \cdot \pi \cdot r_w} = \frac{60.25}{2 \cdot \pi \cdot 0{,}35} = 682{,}4d/d$$

$$i_D = \frac{n_e}{n_t} = \frac{4000}{682{,}4} = 5{,}86$$

$$F_t = \frac{M_e \cdot i_{VK} \cdot i_D}{r_w} \cdot \eta_{GAO} \qquad F_t = \frac{135{,}6 \cdot 1 \cdot 5{,}86}{0{,}35} \cdot 0{,}9 = 2043{,}3N$$

b) Net Kuvvet = F_{net} = 2043,3 – 1325 = 718,3 N

Örnek Problem 3.5. Yüklü ağırlığı 12 kN ve diğer özellikleri aşağıda verilmiş olan bir otomobilde hava direncinin yuvarlama direncine eşit olduğu hızı ve bu hızdaki tahrik gücünü hesaplayınız.

w=1,4 m h=1,6 m f_{ro}=0,018 c_x=0,34 ρ_a=1,25 kg/m^3

$$R_{ro} = G \cdot f_{ro} = 12000 \cdot 0{,}018 = 216N \qquad R_{ro} = R_{ax} = 216N$$

$$R_{ax} = 0{,}5 \cdot \rho \cdot c_x \cdot A \cdot V^2 \qquad 216 = 0{,}5 \cdot 1{,}25 \cdot 0{,}34 \cdot 0{,}9 \cdot 1{,}4 \cdot 1{,}6 \cdot V^2$$

$$V = 22{,}45m/s$$

$$F_t = R_{ro} + R_{ax} = 216 + 216 = 432N$$

$$P_T = F_t \cdot V \qquad P_T = \frac{432 \cdot 22{,}45}{1000} = 9{,}7kW$$

Örnek Problem 3.6. Maksimum güçteki motor torku 100 Nm olan ve diğer özellikleri aşağıda verilmiş olan bir taşıtın, yatay yolda ve 12 km/h hızla esen rüzgarla aynı yönde gitmesi durumunda yapabileceği maksimum hızı hesaplayınız.

w=1,4 m	h=1,6 m	f_{ro}=0,017	c_x=0,42	ρ_a=1,2 kg/m^3
i_1=3,7	i_2=2,1	i_3=1	i_d=4	G=11 kN
η_{GAO}=%86	s=%2,5	r_w=0,33 m		

$$F_t = \frac{M_e \cdot i_0}{r_w} \cdot \eta_{GAO} = \frac{100 \cdot 1 \cdot 4}{0{,}33} \cdot 0{,}86 = 1042{,}4N$$

$$R_{ro} = G \cdot f_{ro} = 11000 \cdot 0{,}017 = 187N$$

$$F_t = \Sigma R = R_{ro} + R_{ax}$$

$$R_{ax} = F_t - R_{ro}$$

$$R_{ax} = 1042{,}4 - 187 = 855{,}4N$$

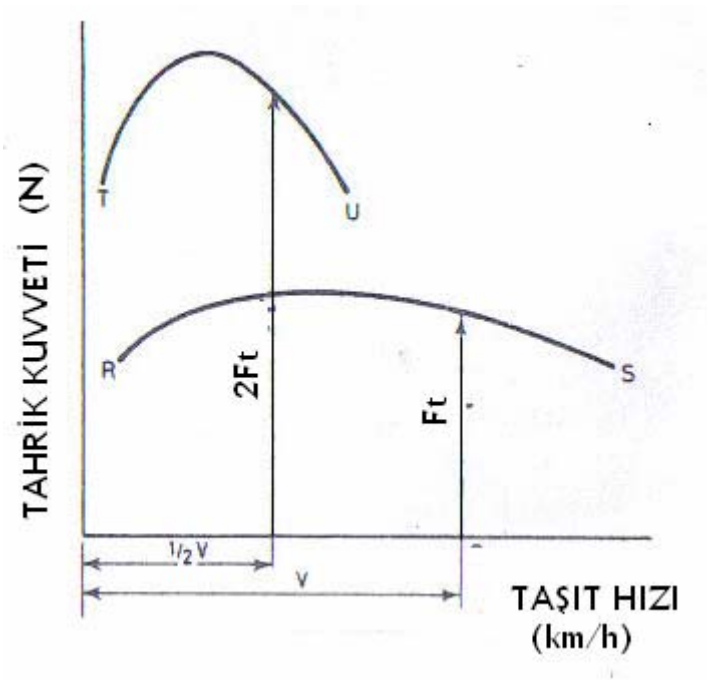
$$855{,}4 = 0{,}0386 \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}42 \cdot 0{,}9 \cdot 1{,}4 \cdot 1{,}6 \cdot \left(\frac{V}{1 - 0{,}025} - 12 \right)^2$$

$$V = 155{,}69 km/h$$

3.1.5.1. Tahrik kuvvetinin taşıt hızı ile değişimi

Motor tekerleklere GAO ile bağlı olduğundan her motor devri belli bir taşıt hızını karşılar. Tahrik kuvveti motor torku ile orantılı olduğundan tahrik kuvvetinin taşıt hızı ile değişimi motor torkunun motor hızı ile değişimine bağlıdır.

Tahrik kuvveti ile taşıt hızı arasındaki bağıntıyı veren eğri de aynı karakterde olacaktır.



Şekil 3.8. Tahrik kuvvetinin taşıt hızı ile değişimi

Belirli bir toplam transmisyon oranı (i_{VK} ve i_D) ve tekerlek yarıçapı (r_w) değerleri için tahrik kuvveti ve taşıt hızı eğrisi şekilde RS eğrisi ile görülmektedir. Eğer Şekil 3.8.'de görüldüğü gibi tahrik kuvvetinin taşıt hızı ile değişimi değiştirilir ise, vites kutusundaki redüksiyon oranı (i_{VK}) değişerek, eğrinin konumu da değişip TU olacaktır.

Belirli bir motor devri için i_{VK} iki misli arttırılırsa, taşıt hızı yarı yarıya düşecek fakat tahrik kuvveti iki kat artacaktır.

3.1.5.2. Performans diyagramı

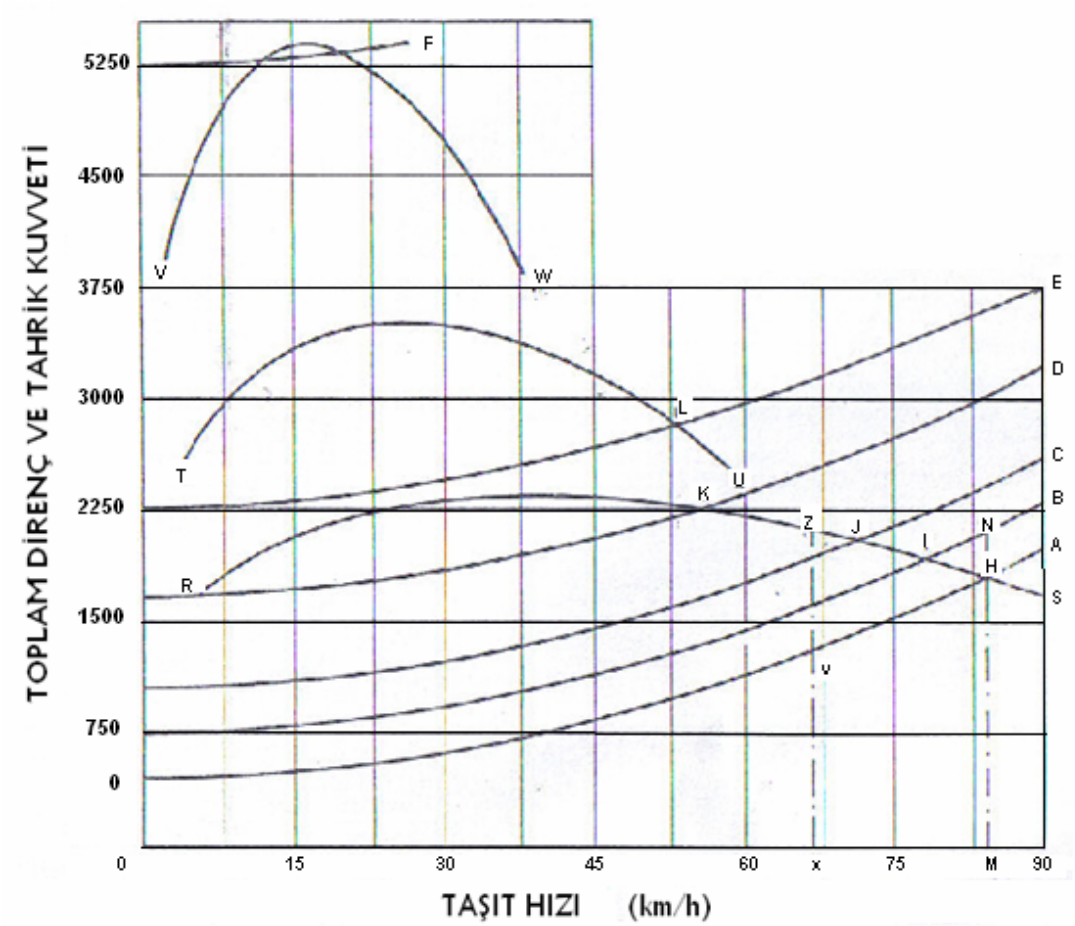
Şekilde taşıt hızı ile değişen toplam direnç ve tahrik kuvveti eğrileri aynı eksen takımında bir arada görülmektedir.

A-F eğrileri değişik eğimli toplam direnç eğrileridir. A düz yoldaki toplam dirençtir. F ise; en fazla eğimli yoldaki toplam dirençtir.

RS, TU, VW eğrileri üç değişik dişli oranı için tahrik kuvveti eğrileridir. RS direk hareket, TU ise ikinci vites durumundaki eğrilerdir.

Taşıtın düz yolda x hızı ile hareket ettiğini düşünelim. Yenilmesi gereken direnç Y değerindedir ve tekerlekteki tahrik kuvveti ise z değerindedir. Tahrik kuvveti toplam dirençten büyüktür ve bu y-z farkı taşıtın hızlanmasını sağlar.

Hız arttıkça RS ve A eğrileri arasındaki fark azalır. Taşıt hızı M değerine ulaştığında tahrik kuvveti toplam dirence eşit olur. Bu anda ivme sıfırdır ve taşıt hızı sabittir. M hızı taşıtın düz yolda erişeceği maksimum hızdır.



Şekil 3.9. Performans diyagramı

RS eğrisi gaz kelebeği tam açık durumdaki tahrik kuvveti eğrisidir. Eğer taşıt hızının x değerinden fazla artması istenilmezse gaz kelebeğinin y değeri elde edilinceye kadar kapatılması gerekir. Böylece taşıt hızı x de sabit kalır.

Taşıtın düz yolda M maksimum hızı ile hareket ettiğini düşünelim. Bir anda B eğiminde bir yokuş ile karşılaşır ise toplam direnç N değerinde olacaktır. Fakat tahrik kuvveti H değerindedir ve toplam dirençten küçüktür. Böylece fazla direnç taşıt hızını düşürecek I değerine getirecektir. Çünkü bu noktada tahrik kuvveti toplam direnç kuvvetine eşittir.

Taşıtın hareketine devamla C ve D eğimine geldiği düşünülürse taşıt hızı sıra ile J ve K olacaktır. Taşıt bu vites durumunda E eğimli yolu çıkamaz. Çünkü eğriler kesişmektedirler. Eğer i_{VK} değeri değiştirilirse, tahrik kuvveti eğrisi RS den TU'ya

geçecek ve taşıt hareketine devam edecektir. Bu viteste elde edilen taşıt hızı L değerinde olacaktır.

Düz yolda oldukça yüksek bir maksimum hız ve yüksek eğimli yokuşlarda da hareket edebilmek için, taşıtın 3 veya 4 hatta 5 vites durumuna gerek duyduğu ortaya çıkar.

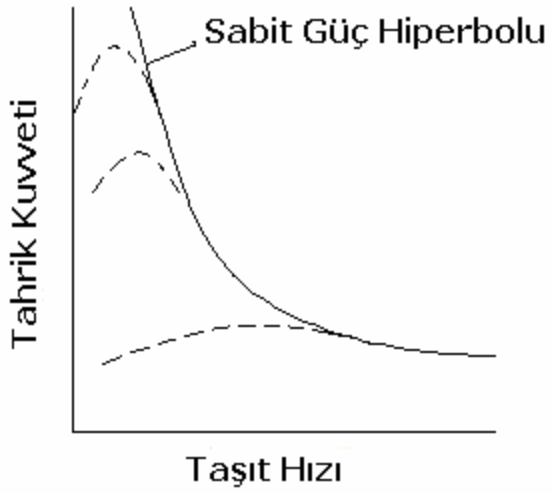
Alçak hızlarda çabuk bir hızlanma için tahrik kuvveti değerinin düşük hızlarda yüksek olduğu buradan anlaşılır.

Motor devrinin maksimum güç civarında tutulabilmesi için taşıt hızı ne olursa olsun ideal bir vites kutusunda sonsuz sayıda vites durumu olması gerekir. Bu yorum maksimum taşıt hızı açısından geçerlidir. Eğer maksimum yakıt ekonomisi ele alınırsa motorun maksimum tork devrinde çalıştırılması gerekir.

Vites kutusundaki araştırma geliştirme çalışmaları vites kademe sayılarını mümkün oldukça fazla tutmak yönündedir.

3.1.5.3. İdeal tahrik kuvveti hiperbolu

Şekildeki tahrik kuvveti eğrisinin üzerindeki dolu eğriye sabit güç hiperbolu veya ideal tahrik kuvveti hiperbolu adı verilir ve $P = F_t \cdot V$ bağıntısından elde edilir.

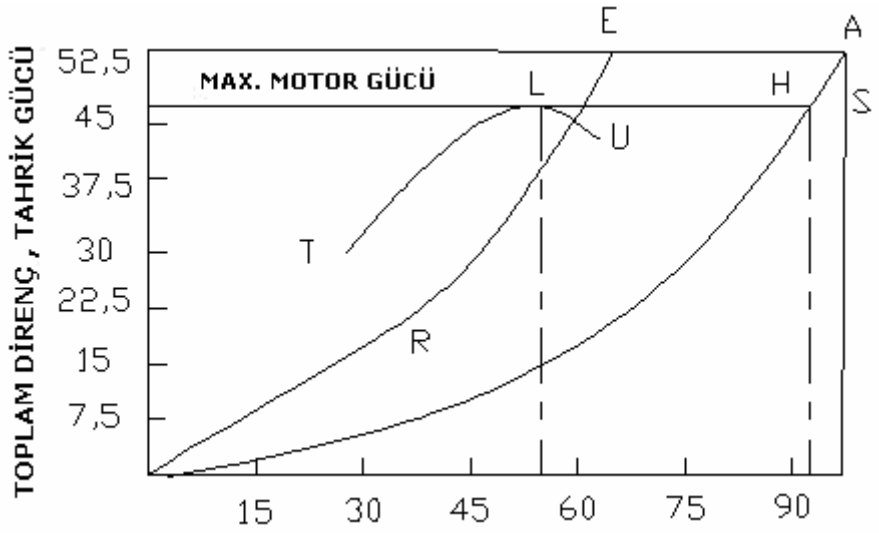


Şekil 3.10. İdeal tahrik kuvveti hiperbolu

Bu eğri sonsuz sayıdaki vites kademesi ile motor gücünün her hızda maksimum olduğu kabul edilerek çizilmiştir. Diyagramdaki gölgeli alanlar istenilmeyen alandır. Vites kademe sayısı arttıkça bu alan küçülür.

3.1.5.4. Güç hız diyagramı

Tekerlekteki tahrik kuvveti ile toplam dirence göre incelenen performans motor gücü ile direnç kuvvetlerini yenmek için sarf edilen güç cinsinden de incelenebilir. A ve E eğrileri toplam dirençleri yenmek için tekerlekte gerekli güç eğrileridir. RS ve TU eğrileri ise; tekerleklerdeki gücü gösterir. Herhangi bir durumdaki tekerlekteki hazır güç sürtünme kayıpları ihmal edilirse motordaki güce eşit olacaktır. Yatay yolda maksimum taşıt hızı A ve RS eğrilerinin kesim noktası olan H dir. E eğimli yolda taşıtın maksimum hızı ise L olacaktır. En iyi dişli oranları bu maksimum taşıt hızında motor gücünün maksimum olduğu devir olacaktır. Bu noktadan sonra maksimum taşıt hızının düşmesine sebep olur.



Şekil 3.11. Güç Hız Diyagramı

3.1.6. Dişli Oranlarının Bulunması

Güç aktarma organlarında diferansiyel ve vites kutusu olmak üzere iki kısımda hız düşümü vardır. Taşıtlarda genellikle diferansiyel dişli oranı tek ve sabittir. Ticari amaçlı taşıtlarda güç-ağırlık oranı düşük olduğundan vites kutusundaki fazla hız kademesi gerektir. Fakat bu durum vites kutusunun büyüklüğünü arttıracağından diferansiyeldeki dişli oranı sayısı birden fazla yapılabilir. Genellikle iki oran yeterlidir ve bunlara çift redüksiyonlu diferansiyel adı verilir.

Vites kutusundaki dişli oranlarının bulunmasında aşağıdaki verilerin bulunması gerekir:

- ✓ Taşıt ağırlığı
- ✓ Motor performans karakteristikleri
- ✓ Yaklaşık dış dirençler
- ✓ Maksimum taşıt hızı
- ✓ Düz yolda toplam direnç eğrisi

Vites kutularında iki vitesteki dişli oranlarının oranı 1,8 civarında olmalıdır. Eğer bu oran büyük olursa vites büyültürken, motor devri çabuk düşer ve bu devirdeki tork yeni vites kademesi için yeterli olmaz ve taşıt durmaya yönelir. Vites küçültürken ise; motor devrinin çok yükselmesine sebep olur. Böylece vites değiştirme zorlaşır.

3.1.6.1. Geometrik dizi metodu

Dişli oranlarının bulunmasında kullanılan metotlardan biri geometrik dizi metodudur. 4 ileri vitesli bir vites kutusu düşünelim. 4. vites prizdirekt konumu olsun. Her vitesteki dişli oranları;

1. vites i_1
2. vites i_2
3. vites i_3
4. vites i_4 olsun. Geometrik dizi metoduna göre;

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_3}{i_4} = k_g \text{ olur.}$$

4. viteste direk hareket elde edileceğine göre i_4= 1 dir ve k_g=1,8 için;

$$\frac{i_3}{i_4} = k_g \qquad i_3 = i_4 \cdot k_g \qquad i_3 = k_g$$

$$\frac{i_2}{i_3} = k_g \qquad i_2 = i_3 \cdot k_g \qquad i_2 = k_g^2$$

$$\frac{i_1}{i_2} = k_g \qquad i_1 = i_2 \cdot k_g \qquad i_2 = k_g^3$$

Böylece dişli oranları i_1, i_2, i_3 ve i_4 k_g^3, k_g^2 ve k_g şeklinde geometrik dizi oluştururlar.

Örnek Problem 3.7. Maksimum motor devri 6000 d/d ve maksimum tork devri 3500 d/d olan bir motorun kullanıldığı taşıtta maksimum taşıt hızının direk hareket durumunda 160 km/h olması istenmektedir. Bu verileri kullanarak dört vitesli bir taşıt için vites değişim diyagramını çiziniz ve her bir vites kademesindeki dişli oranlarını bulunuz.

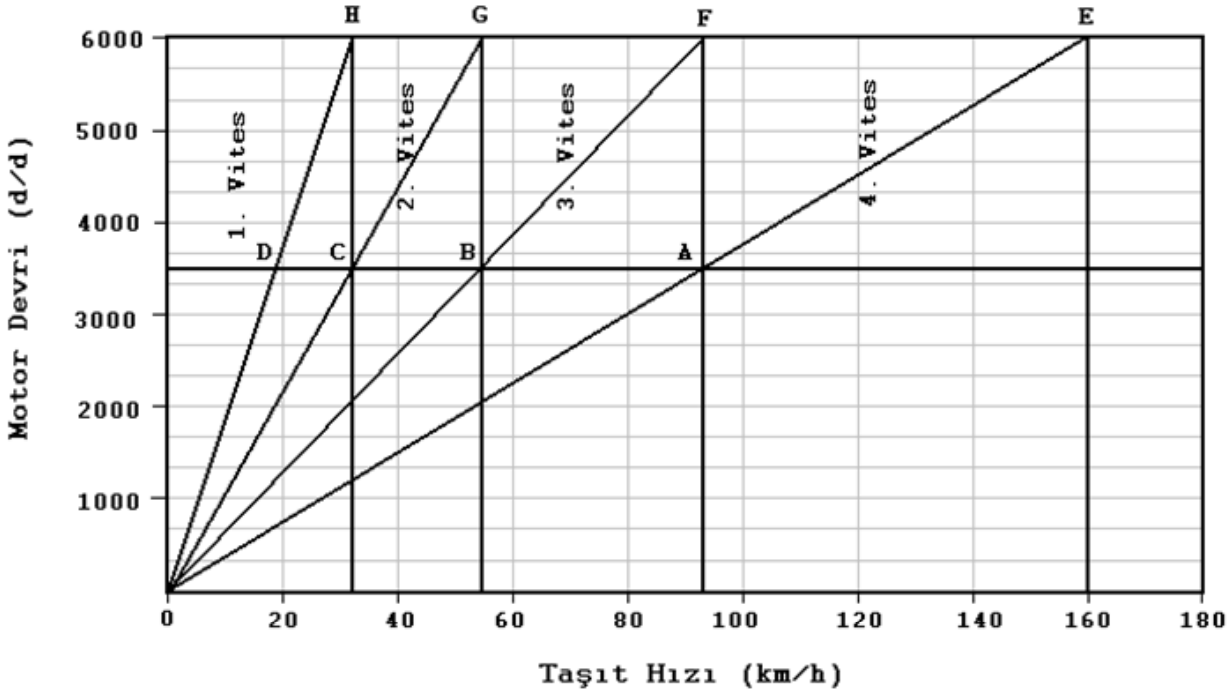
$$\frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} \qquad \frac{V_{\min}}{n_{\min}} = \frac{V_{\max}}{n_{\max}}$$

$$V_{\min} = V_A = n_{\min} \cdot \frac{V_{\max}}{n_{\max}} = 3500 \cdot \frac{160}{6000} = 93{,}33 km/h$$

$$V_B = n_{\min} \cdot \frac{V_A}{n_{\max}} = 3500 \cdot \frac{93{,}33}{6000} = 54{,}44 km/h$$

$$V_C = n_{\min} \cdot \frac{V_B}{n_{\max}} = 3500 \cdot \frac{54{,}44}{6000} = 31{,}76 km/h$$

Elde edilen sonuçlara göre vites değişim diyagramı çizilirse;



Şekilde E noktası maksimum motor devri için maksimum taşıt hızını karşılar. A noktasında taşıt hızı 3500 d/d motor hızını karşıladığında vites küçültülmelidir. Yeni dişli oranı ile motor devri maksimum olacaktır. Böylece motor yeniden maksimum gücü dolaylarında çalışacaktır.

Dişli oranları (i_1, i_2, i_3 ve i_4) hız oranları ile ters orantılı olduğundan;

$$\frac{i_3}{i_4} = \frac{V_{\max}}{V_A} = \frac{160}{93,33} = 1,714$$

$$\frac{i_2}{i_3} = \frac{V_A}{V_B} = \frac{93,33}{54,44} = 1,714$$

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{V_B}{V_C} = \frac{54,44}{31,76} = 1,714$$

4. vites direkt hareket konumu (i_4=1)olduğundan dişli oranları;

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_3}{i_4} = 1,714$$

$$i_3 = 1,714 \cdot i_4 = 1,714$$

$$i_2 = 1,714 \cdot i_3 = 1,714^2 = 2,938$$

$$i_1 = 1,714 \cdot i_2 = 1,714^3 = 5,035$$

3.1.6.2. Aritmetik dizi metodu

Aritmetik dizi metodunda birbirini takip eden dişli oranlarının birbirine bölümü, belirli bir miktar azalarak devam eder. Örneğin; dört vites kademeli bir vites kutusunda; i_1 / i_2 = 1,7 ise, i_2 / i_3 = 1,5 ve i_3 / i_4 =1,3 şeklinde devam eder.

Örnek Problem 3.8. Maksimum motor momenti 3200 d/d motor devrinde 92 Nm ve maksimum motor gücü 5750 d/d motor devrinde 116 kW olan bir motora sahip taşıtın 4 vites kademeli vites kutusu aritmetik dizi metoduna göre düzenlenmiştir. 1. vitesin 2. vitese oranı 1,7 olup, artan vites kademelerini birbirlerine oranı 0,2 azalarak devam etmektedir. 4. vites kademesi prizdirekt konumudur. Buna göre vites oranlarını hesaplayınız. Tekerlek çapı 64 cm, diferansiyel dişli oranı 4,2 ve GAO verimi %88 olduğuna göre bu taşıtın maksimum tahrik kuvvetini ve maksimum hızını hesaplayınız. Ayrıca bu hızda tekerleğe aktarılan gücü bulunuz.

$$\frac{i_1}{i_2} = 1,7 \qquad \frac{i_2}{i_3} = 1,5 \qquad \frac{i_3}{i_4} = 1,3$$

$$i_4 = 1$$

$$i_3 = 1{,}3 \cdot i_4 = 1{,}3$$

$$i_2 = 1{,}5 \cdot i_3 = 1{,}5 \cdot 1{,}3 = 1{,}95$$

$$i_1 = 1{,}7 \cdot i_2 = 1{,}7 \cdot 1{,}95 = 3{,}315$$

$$F_t = \frac{M_e \cdot i_1 \cdot i_D}{r_w} \cdot \eta_{GAO} \qquad F_t = \frac{92 \cdot 3{,}315 \cdot 4{,}2}{0{,}32} \cdot 0{,}88 = 3522{,}5N$$

$$V = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_w \cdot n_e}{60 \cdot i_4 \cdot i_D} \qquad V = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0{,}32 \cdot 5750}{60 \cdot 1 \cdot 4{,}2} = 45{,}88 m/s = 165{,}2 km/h$$

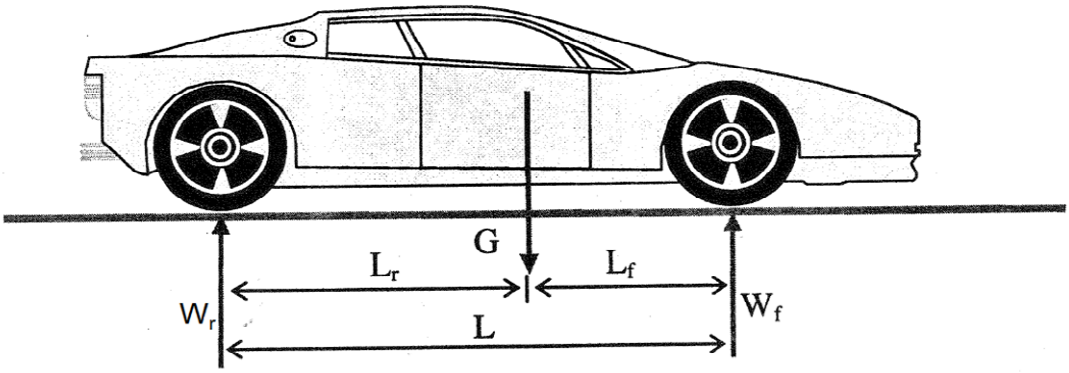
$$P_T = P_e \cdot \eta_{GAO} = 116 \cdot 0{,}88 = 102{,}08 kW$$

3.1.7. Doğrusal Taşıt Hareketinde Kuvvetler

Hareket Eşitliği

Taşıtın hareketinin dinamik analizindeki en önemli nokta, dinamik durumdaki taşıtla, zemin arasındaki kuvvetlerin incelenmesidir. Bu kuvvetler; taşıtın kullanım, kararlılık ve frenleme karakteristikleri üzerinde doğrudan etkiye sahiptirler. Ön dingile etkiyen yük ayrıca, yönlendirme ve seyir kontrol çabalarını da etkilemektedir.

Hareketsiz durumda ve yatay yoldaki bir taşıtın aks yükleri (statik yükler); zemin reaksiyonlarının yardımıyla belirlenebilir.



Şekil 3.12. Statik zemin reaksiyonları

Statik arka aks zemin reaksiyonu için;

$$\Sigma M_f = 0 \qquad G \cdot L_f - W_{rs} \cdot L = 0 \qquad W_{rs} = G \cdot \frac{L_f}{L}$$

Benzer biçimde ön aks zemin reaksiyonu için de;

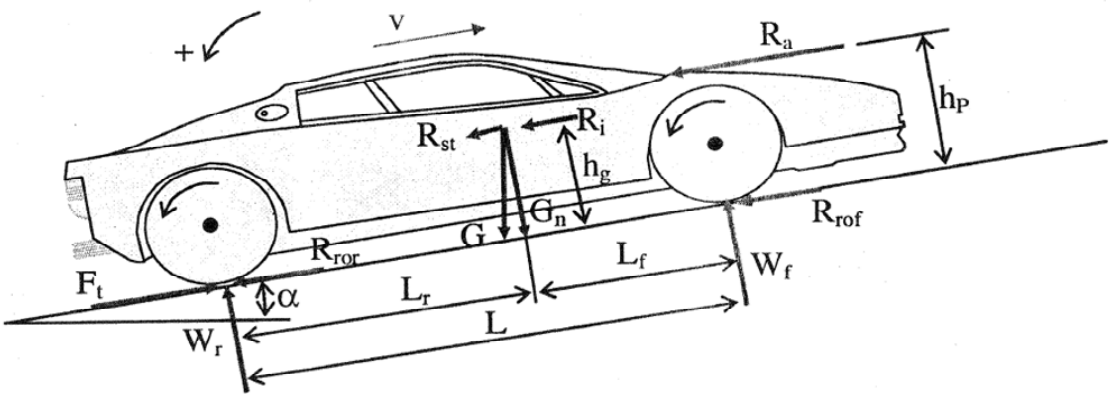
$$\Sigma M_r = 0 \qquad W_{fs} \cdot L - G \cdot L_r = 0 \qquad W_{fs} = G \cdot \frac{L_r}{L}$$ eşitlikleri yazılabilir.

Hareket Halindeki Taşıta Etkiyen Dinamik Zemin Reaksiyonlarının Hesaplanması

Dönen kütlelerin atalet momentleri M_f ve M_r ihmal edilerek, r noktasına göre moment alınırsa;

$$\Sigma M_r = 0 \qquad W_{fd} \cdot L + R_a \cdot h_p + R_i \cdot h_g \pm R_{st} \cdot h_g - G_n \cdot L_r = 0$$

$$W_{fd} = \frac{1}{L} \cdot \left(G_n L_r - R_a \cdot h_p - R_i \cdot h_g \pm R_{st} \cdot h_g \right)$$ eşitliği yazılabilir.



Şekil 3.13. Dinamik zemin reaksiyonları

Benzer şekilde f noktasına göre moment alınırsa;

$$\Sigma M_f = 0 \qquad G_n \cdot L_f + R_a \cdot h_p + R_i \cdot h_g \pm R_{st} \cdot h_g - W_{rd} \cdot L = 0$$

$$W_{rd} = \frac{1}{L} \cdot \left(G_n \cdot L_f + R_a \cdot h_p + R_i \cdot h_g \pm R_{st} \cdot h_g \right)$$ eşitliği yazılabilir.

Yola dik kuvvetlerin eşitliğinden;

$W_{fd} + W_{rd} = G_n = G \cdot Cos\alpha$ elde edilir. Küçük açılar için; $Cos\alpha \cong 1$ alınabilir.

Otomobillerin basınç merkezinin yüksekliği, yaklaşık olarak, ağırlık merkezinin yüksekliği kadardır. Bu basitleştirme ve kabullerle, eşitlikler yeniden düzenlenirse;

$$W_{fd} = \frac{1}{L} \cdot \left(G_n \cdot L_r - R_a \cdot h_p - R_i \cdot h_g \pm R_{st} \cdot h_g \right)$$

$$W_{fd} = \frac{1}{L} \cdot \left(G \cdot L_r - h_g \left(R_a + R_i \pm R_{st} \right) \right)$$

$$W_{rd} = \frac{1}{L} \cdot \left(G_n \cdot L_f + R_a \cdot h_p + R_i \cdot h_g \pm R_{st} \cdot h_g \right)$$

$$W_{rd} = \frac{1}{L} \cdot \left(G \cdot L_f + h_g \left(R_a + R_i \pm R_{st} \right) \right)$$ olur.

Yola paralel kuvvetlerin eşitliğinden;

$$\Sigma F_x = 0 \qquad F_t - R_a - R_{ror} - R_{rof} - R_i \pm R_{st} = 0$$

$$R_{ro} = R_{ror} + R_{rof}$$

$$F_t - R_{ro} = R_a + R_i \pm R_{st}$$ elde edilir.

$$W_{fd} = \frac{1}{L} \cdot \left(G \cdot L_r - h_g \left(R_a + R_i \pm R_{st} \right) \right)$$

$$W_{fd} = \frac{1}{L} \cdot \left(G \cdot L_r - h_g \left(F_t - R_{ro} \right) \right)$$

$$W_{rd} = \frac{1}{L} \cdot \left(G \cdot L_f + h_g \left(R_a + R_i \pm R_{st} \right) \right)$$

$$W_{rd} = \frac{1}{L} \cdot \left(G \cdot L_f + h_g \left(F_t - R_{ro} \right) \right)$$

F_t-R_{ro} yerine F_{net} yazılarak;

$$W_{fd} = \frac{1}{L} \cdot \left(G \cdot L_r - h_g \cdot F_{net} \right)$$

$$W_{rd} = \frac{1}{L} \cdot \left(G \cdot L_f + h_g \cdot F_{net} \right)$$ elde edilir.

Tutunma kuvveti, dinamik aks yükü ve yola tutunma katsayısına bağlı olarak;

$F_{net} = W_d \cdot \mu_{ro}$ eşitliği ile belirlenmektedir.

Arkadan tahrikli taşıt için dinamik aks yükü;

$$W_{rd} = \frac{1}{L} \cdot \left(G \cdot L_f + h_g \cdot F_{net} \right) \qquad F_{net} = W_{rd} \cdot \mu_{ro}$$

$$W_{rd} \cdot L = G \cdot L_f + h_g \cdot W_{rd} \cdot \mu_{ro}$$

$$W_{rd} = G \cdot \left(\frac{L_f}{L - h_g \cdot \mu_{ro}} \right) = G \cdot w_{rd} \qquad F_{net} = G \cdot w_{rd} \cdot \mu_{ro}$$

Önden tahrikli taşıt için dinamik aks yükü;

$$W_{fd} = \frac{1}{L} \cdot \left(G \cdot L_r - h_g \cdot F_{net} \right) \qquad F_{net} = W_{fd} \cdot \mu_{ro}$$

$$W_{fd} \cdot L = G \cdot L_r - h_g \cdot W_{fd} \cdot \mu_{ro}$$

$$W_{fd} = G \cdot \left(\frac{L_r}{L + h_g \cdot \mu_{ro}} \right) = G \cdot w_{fd} \qquad F_{net} = G \cdot w_{fd} \cdot \mu_{ro}$$ eşitlikleri ile bulunabilir.

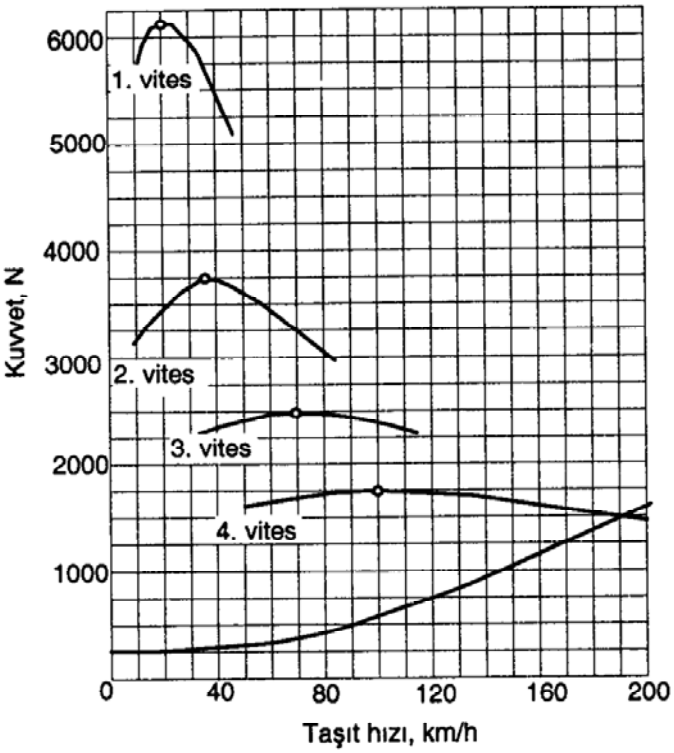
Örnek Problem 3.9. Tahrik karakteristikleri şekilde görülen ve diğer özellikleri aşağıda verilen taşıtın;

G=10 kN	i_1=3,7	i_2=2,8	i_3=2	i_4=1	i_D=4
L_f=1,3 m	L_r=1,4 m	h_g=0,6 m	A=2 m^2	ρ_a=1,22 kg/m^3	c_x=0,32
r_w= 0,32 m	f_{ro}=0,02				

a) 4. vitesteki toplam transmisyon verimi %90 olduğuna göre, maksimum taşıt hızını ve bu hızdaki motor gücünü belirleyiniz.

b) Ağırlık dağılım faktörü w_{rd}=0,55 olduğuna göre, arkadan tahrikli bu taşıtın maksimum hızı yapabilmesi için gerekli minimum tutunma katsayısı ne (μ_{ro}) olmalıdır?

c) 3. vitesteki toplam transmisyon verimi %86 olduğuna göre, taşıtın düz yolda ve 3. viteste sağlayabileceği maksimum hızlanma ivmesini hesaplayınız.



a) Maksimum taşıt hızının V_{max}=190 km/h olduğu grafikten anlaşılmaktadır.

$$F_t = \frac{M_e \cdot i_o}{r_w} \cdot \eta_{GAO} \quad M_e = \frac{F_t \cdot r_w}{i_o \cdot \eta_{GAO}} = \frac{F_t \cdot r_w}{i_4 \cdot i_D \cdot \eta_{GAO}} \frac{1500 \cdot 0{,}32}{1 \cdot 4 \cdot 0{,}9} = 133{,}3Nm$$

$$V = \frac{\pi \cdot r_w \cdot n_e}{30 \cdot i_o} \qquad n_e = \frac{30 \cdot i_o \cdot V}{\pi \cdot r_w} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 190/3{,}6}{\pi \cdot 0{,}32} = 6300 d/d$$

$$P_e = \frac{M_e \cdot n_e}{9549} = \frac{133{,}3 \cdot 6300}{9549} = 87{,}9kW$$

b) $R_{ro} = G \cdot f_{ro} = 10000 \cdot 0{,}02 = 200N$

$$F_{net} \geq F_t - R_{ro} \qquad F_{net} = F_t - R_{ro} = 1500 - 200 = 1300N$$

$$F_{net} = G \cdot w_{rd} \cdot \mu_{ro} \qquad \mu_{ro} = \frac{F_{net}}{G \cdot w_{rd}} = \frac{1300}{10000 \cdot 0{,}55} = 0{,}236$$

c) $R_{ax} = 0{,}0386 \cdot \rho_a \cdot c_x \cdot A \cdot V^2 = 0{,}0386 \cdot 1{,}22 \cdot 0{,}32 \cdot 2 \cdot 70^2 = 147{,}7N$

$$F_t = \sum R = R_{ro} + R_{ax} + R_i \qquad R_i = F_t - (R_{ro} + R_{ax})$$

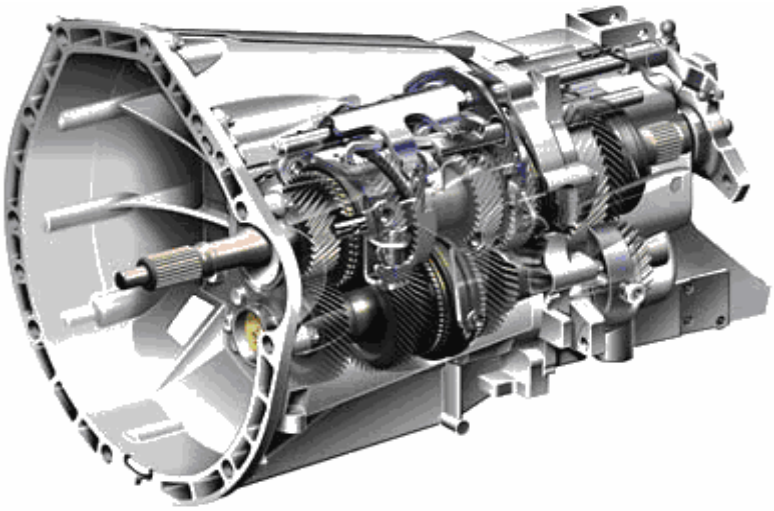
$$R_i = 2500 - (200 + 147{,}7) = 2152{,}3N$$

$$\gamma = 1{,}04 + 0{,}0025 \cdot i_o^2 \qquad \gamma = 1{,}04 + 0{,}0025 \cdot (2 \cdot 4)^2 = 1{,}2$$

$$m_{ef} = m \cdot \gamma = \frac{G}{g} \cdot \gamma = \frac{10000}{9{,}81} \cdot 1{,}2 = 1223{,}2kg$$

$$R_i = m_{ef} \cdot a \quad a = \frac{R_i}{m_{ef}} = \frac{2152{,}3}{1223{,}2} = 1{,}76 m/s^2$$

3.2. MANUEL VİTES KUTUSU



Şekil 3.14. Mercedes-Benz C sınıfı Sport Coupe, altı vites düz vites kutusu

3.2.1. Vites Kutusunun Görevleri

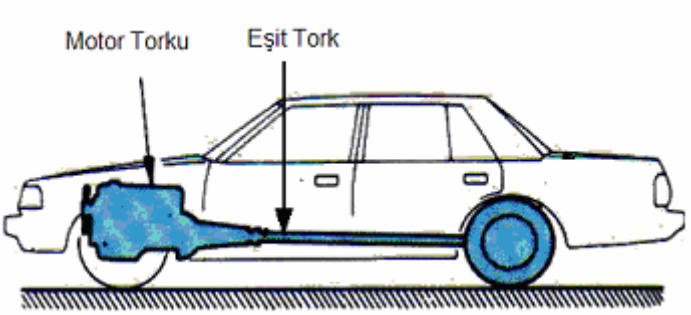
1. Motorla tekerlek arasındaki irtibatı keserek, araç hareket etmeden motorun çalışmasını sağlar.

2. Aracın ilk harekete geçmesi, yokuş tırmanması ve depara kalkması gibi durumlarda tork artışı sağlar.

3. Yol ve trafik durumuna göre aracın hızını düzenler.

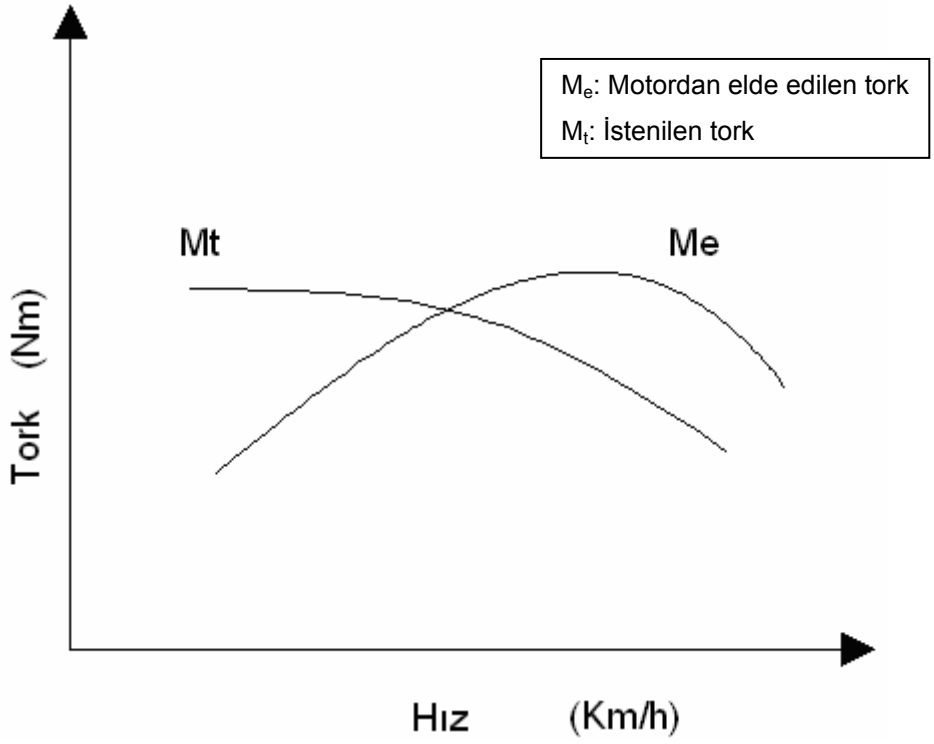
Bir araç ilk kalkışta veya yokuş çıkarken yüksek bir torka gereksinim duyar. Tırmanma esnasında tekerleklerin daha fazla torka ihtiyacı vardır, dolayısıyla torku değiştiren bir mekanizmaya gereksinim vardır. Tekerlek devri düşer ancak tork yükselir. Tekerleklerin yüksek devirde tahrik edilmeleri gerektiğinde yani bir başka deyişle yüksek hızla sürüş esnasında ise büyük bir torka gerek yoktur.

Aşağıdaki şekil 3.6.da görüldüğü gibi araç düz yolda giderken, motorun kendi torku aracı hareket halinde tutmak için yeterlidir.



Şekil 3.15. Düz yoldaki tork durumu

Vites kutusu, motorun gücünü aracın sürüş şartlarına uygun olan torka dönüştürmek için dişli kombinasyonlarını (Redüksiyon veya dişli oranı) değiştirmek ve bunu tekerleklere aktarmak suretiyle bu tip problemleri çözer. Aracın geriye doğru gitmesi gereken zamanlarda, vites dönüş yönünü hareket tekerleklere ulaşmadan önce ters çevirir.



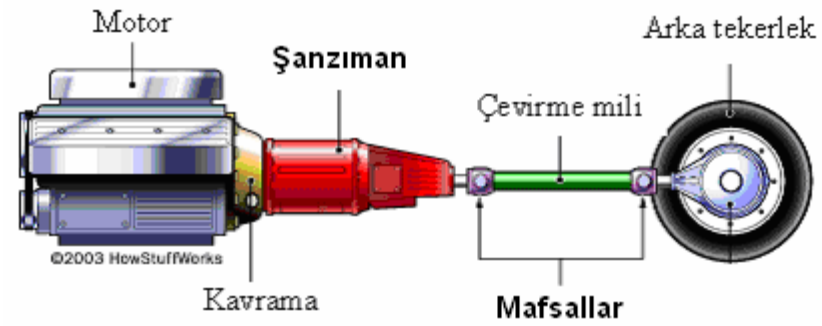
Şekil 3.16. Motordan istenen ve elde edilen moment

İçten yanmalı motorda düşük devirlerde az yüksek devirlerde daha fazla tork elde edilir. Yukarıda da motordan alınan tork-hız eğrisi verilmiştir (Şekil3.7.). Taşıtın harekete geçebilmesi için düşük devirlerde daha fazla torka ihtiyacı vardır. Bu nedenle vites kutusunda tork artışı sağlanır.

3.2.2. Vites Kutusunun Amacı

Her motorda maksimum tork ve maksimum gücün elde edildiği dar bir devir bandı vardır. Örneğin, bir motor maksimum gücüne 5500 devirde ulaşıyor olabilir. Vites kutusunun görevi, araç hızlandıkça veya yavaşladıkça, motor ile tekerlekler arasındaki dişli oranını ayarlamaktır. Vites değiştirmenin amacı, motoru maksimum devir bölgesinden uzak tutmak ve aynı zamanda en verimli devir aralığında kullanarak yüksek performans elde etmektir.

İdeal olarak düşünülecek olursa, vites kutusu öyle bir sistem olmalı ki, sürekli olarak motorun en verimli devir aralığında çalışıp, tekerleklere sürekli olarak azami derecede güç sağlayabilmelidir. Böyle bir vites kutusu tipinde (CVT) neredeyse sonsuz denecek kadar fazla dişli oranı mevcuttur. Eskiden CVT'lerin maliyetli, büyük ve pek sağlam olmamaları nedeniyle seri üretimlerde tercih edilmemekteydi. Ancak dizayn ve maliyetlerdeki iyileştirmelerle yavaş yavaş kullanılmaya başlandıkları görülmektedir. Örneğin, Toyota Prius CVT vites kutusunu kullanan bir hybrid otomobildir.



Şekil 3.17. Motorla vites kutusu arasındaki iletimi sağlayan kavrama

Yukarıdaki şekilde görüldüğü gibi (Şekil 3.17.) vites kutusu, bir kavrama vasıtası ile motora bağlıdır. Dolayısı ile vites kutusunun giriş şaftı motor ile aynı hızda dönmektedir. 5 vitesli bir vites kutusu, giriş şaftına farklı dişli oranları uygulayarak, çıkış şaftının devrini değiştirmektedir. Bazı tipik oranlar şöyledir:

Çizelge 3.2. 3000 d/d motor devrine karşılık gelen şaft çıkış devirleri

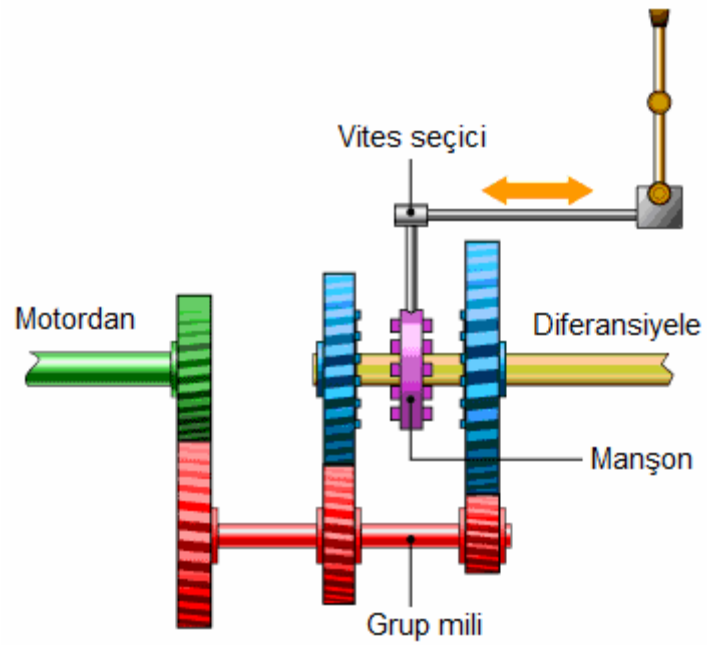
Vites	Oran	3000 Devirlik Motorun Şaft Çıkışı
1.vites	2,315:1	1295
2.vites	1,568:1	1913
3.vites	1,195:1	2510
4.vites	1,000:1	3000
5.vites	0,915:1	3278

3.2.3. Vites Kutusu Çeşitleri

Günümüz vites kutuları aşağıdaki gibi üç temel grupta incelenebilir.

1. Mekanik vites kutuları
2. Otomatik vites kutuları
3. Manuel ve otomatik vites kutuları

3.2.4. Basit Bir Vites Kutusu Örneği



Şekil 3.18. Basit bir vites kutusu örneği (Vites boş konumda)

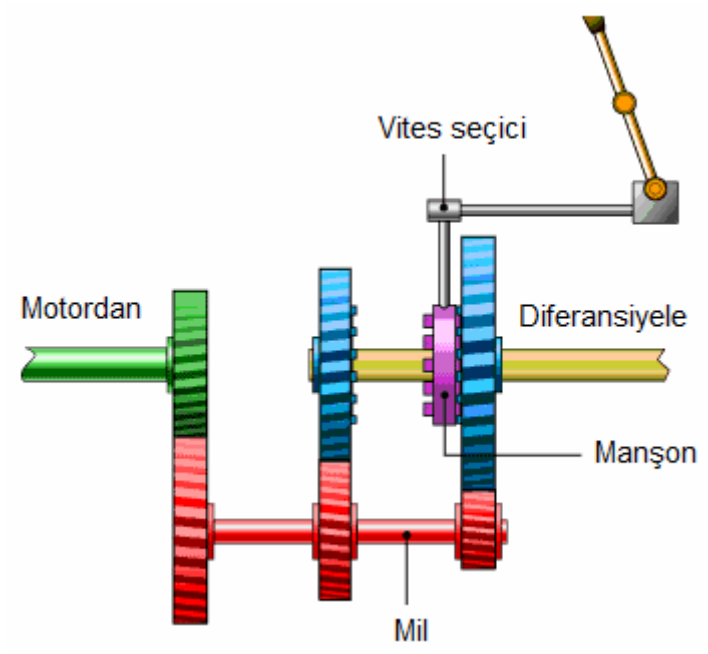
Standart vites kutusu çalışma prensibini anlamak için, yukarıdaki çok basit iki vitesli vites kutusuna bakalım. Şekildeki yeşil mil, motordan çıkmakta ve debriyaj

sisteminden geçerek gelmektedir. Yeşil mil ve yeşil dişli (Prizdirek mili ve prizdirek dişlisi) tek ünite olarak birbirine bağlıdır. Yeşil mil ve yeşil dişli, motor ile aynı devirde dönmektedir.

Kırmızı mil ve dişliler (Grup mili) tek parça halinde birbirine bağlıdır. Yani, kırmızı mil üzerindeki tüm dişliler birlikte dönmektedir. Yeşil mil ile kırmızı mil birbirine dişliler ile bağlıdır. Kırmızı mil dönünce yeşil mil de dönmektedir. Böylelikle, debriyaj pedalı bırakıldığı zaman, kırmızı mil gücünü yeşil mil vasıtası ile motordan almaktadır.

Sarı mil (Çıkış mili) direk olarak diferansiyele bağlı olan bir mildir. Eğer tekerlekler dönüyorsa, sarı mil de dönüyor demektir. Mavi dişliler (Vites dişlileri) rulman ve sarı mil üzerinde dönmektedirler. Eğer motor dönmüyor fakat araç hareket ediyorsa (vites konumu boşta iken) sarı mil mavi dişlilerin içinde serbestçe dönmektedir. Bu sırada, mavi dişliler ve kırmızı mil hareket etmez. Manşon direk olarak sarı mile bağlıdır ve onunla birlikte döner. Manşon iki dişli arasındayken vites boştadır. Her iki mavi dişli de sarı mil üzerinde boşta dönmektedir. Dönüş hızları farklıdır, zira mavi ve kırmızı dişlilerin boyutları farklıdır. Manşon, her iki mavi dişliden birisini sarı mil ile birleştirme görevini üstlenir. Bu parça, sağa veya sola kayabilmektedir. Böylece mavi dişlilerin herhangi biri ile birleşebilmektedir.

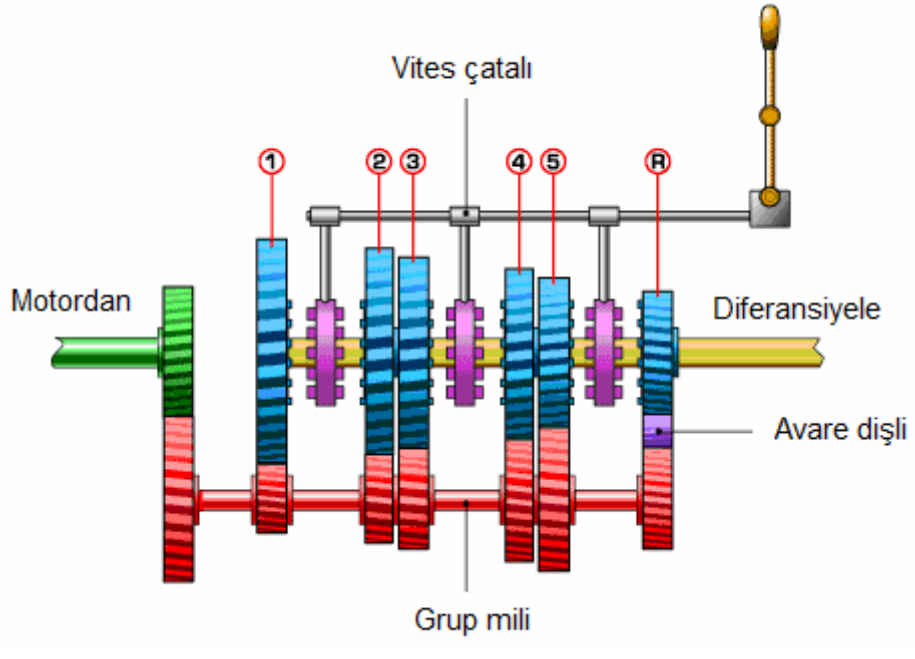
Şekil 3.19'da görüldüğü gibi, birinci vites konumunda manşon mavi dişliyle birleşmektedir.



Şekil 3.19. Basit bir vites kutusu örneği (1. vites konumunda)

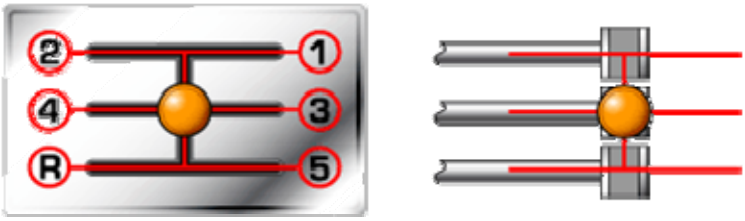
Bu şekilde, yeşil mil kırmızı mili çevirmektedir. Aynı zamanda, kırmızı mil de mavi dişliyi döndürmektedir. Dişli gücünü manşon vasıtası ile sarı mile iletmektedir. Bu sırada, soldaki mavi dişli de dönmektedir, ancak sarı mil üzerine bilye ile bağlı olduğu için bir etkisi yoktur ve boşta döner.

Beş vitesli vites kutuları günümüzde artık birçok otomobilde standart olarak kullanılmaktadır. Önden motorlu ve arkadan çekişli bir taşıt için örnek bir iç görünüm aşağıdaki belirtilmiştir.

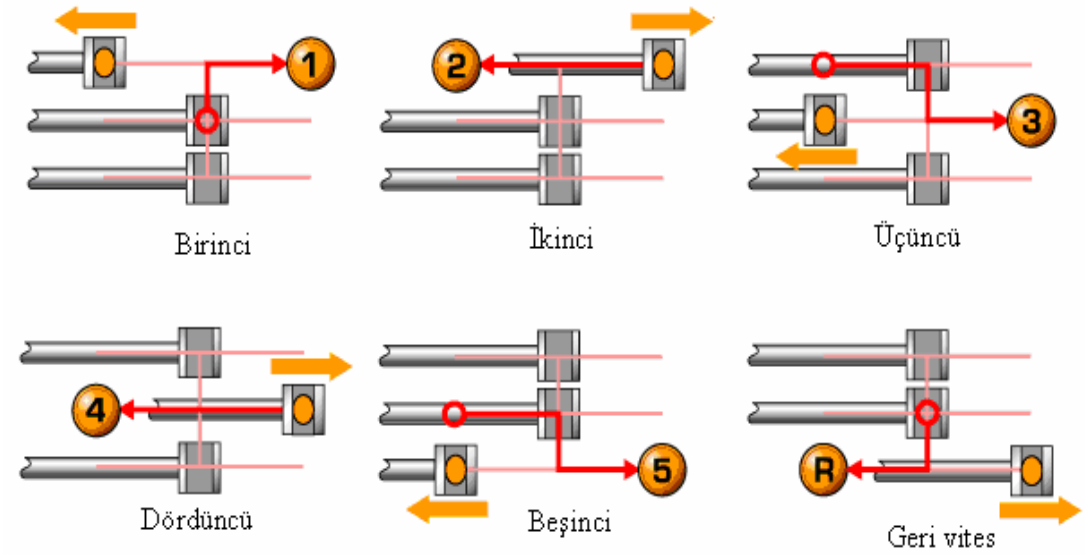


Şekil 3.20. 5 Vitesli bir vites kutusunun görünümü

Vites kolu 3 adet rotu hareket ettirmektedir. Bu rotlar da 3 adet çatala hareket vermektedir. Rotlara üstten bakınca, aşağıdaki gibi görünmektedirler.



Şekil 3.21. Vites seçici

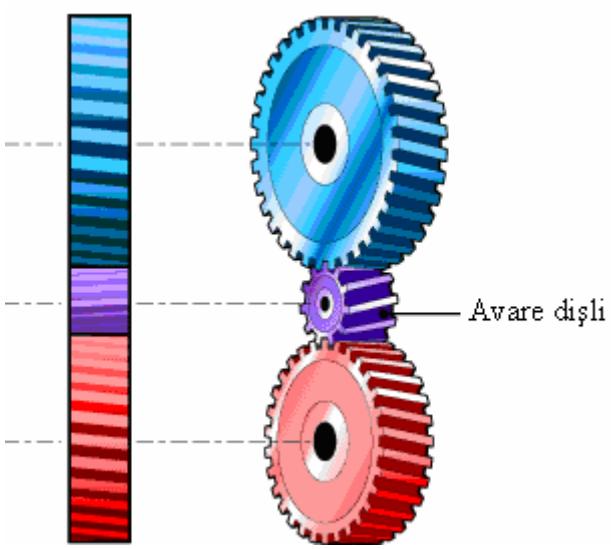


Şekil 3.22. Vites konumları

Vites kolunun orta pozisyonunda bir rotasyon noktası vardır. Vites kolunu birinci vitese takmak için itince, aslında rot ve çatalı birinci vites için geri çekilmektedir.

Vites kolunu sağa sola oynatırken, aslında farklı çatallara hareket verilmektedir. Dolayısıyla farklı manşonlara hareket verilmektedir. Vites kolunu ileri geri oynatarak da bir manşon dişli ile kavraştırılır, diğer manşon ile bağlı bulunduğu dişliden ayrıştırılır.

Geri vites ise "avare dişlisi" olarak isimlendirilen küçük bir dişli ile ters yönde hareket sağlamaktadır. Bu nedenle, aşağıdaki şekildeki (Şekil 3.23.) mor dişli her zaman mavi dişlinin tersi istikametinde dönerek, mavi ve kırmızı dişlilerin aynı yönde dönmelerini sağlar.



Şekil 3.23. Avare dişli

3.2.5. Vites Kutusunda Önemli Gereklilikler

Vites kutusu için gerekli durumlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

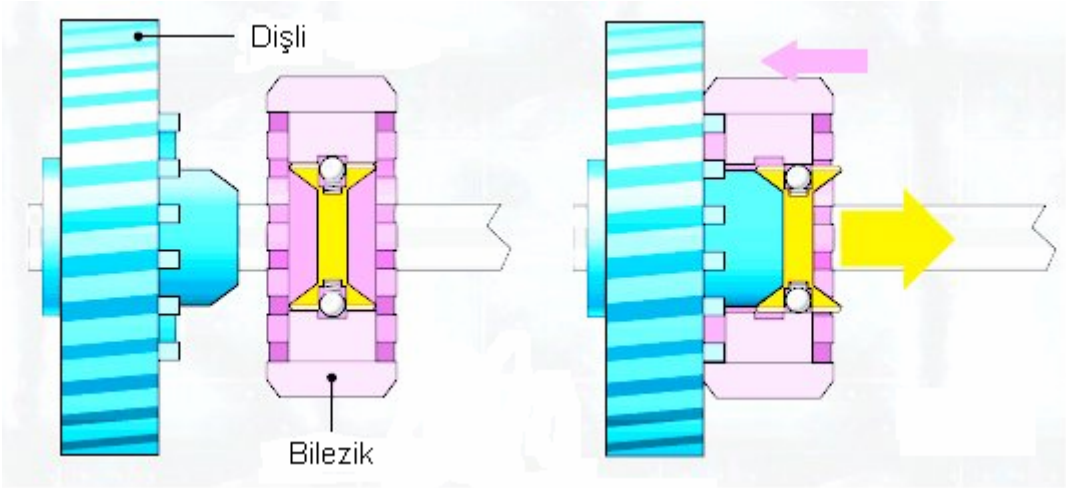
- ✓ Kolay, seri, doğru ve sessiz çalışmalıdır.
- ✓ Güç aktarımını sessiz olduğu kadar yumuşak ve tam olarak yapmalıdır.
- ✓ Ağırlığı az, dizaynı küçük, sorunsuz ve kolay kullanılabilir olmalıdır.
- ✓ Ekonomik ve yüksek verimli olmalıdır.
- ✓ Sağlam ve dayanıklı olmalıdır.
- ✓ Servis işçiliği kolay olmalıdır.

Bir düz vites kutusu tork değişimini birkaç kademede gerçekleştirir. Bununla beraber ideal olarak tork, kademesiz (sürekli) ve otomatik olarak değiştirilmelidir. Bu sebeple otomatik vites düz vitese göre çok daha iyidir. Dişlilerdeki tork artışı, dişli çapları veya dişli sayıları arasındaki orana bağlıdır.

3.2.6. Senkromeç Mekanizması

Otomobil hareket halinde iken, ilgili vitese bağlı olarak çıkış mili devamlı ve belirli hızlarda dönecektir. Vitesin değiştirilmesi sırasında kavrama çözülüp çıkış miline giden hareketi kestiği zaman, çıkış milinin üzerinde bulunan ve mile frezelenmiş olan dişliler dönmelerine devam etmek isterler ve gerçekten de dönmelerini sürdürürler. Bu sırada bu kayıcı dişlilerden birini, vites değiştirmek için grup dişlisi üzerindeki dişlilerden biriyle kavraştırmaya çalışırsak dişliler birbirlerine çarpacak ve darbeli bir kavraşma meydana gelecektir. Dişliler birbirini öğütmeye çalışır gibi sesler çıkaracaklar; hatta bu tür çalışma devam ederse dişliler birbirlerini kırmaya çalışacaklardır.

Vites değiştirme sırasında dişlilerin birbirlerine çarpmadan ve ses çıkarmadan kavraşması için kavraşma sırasında ikisinin hızlarının aynı olması gerekir veya şoförün büyük beceri göstererek çift debriyaj yapması ve böylece vites değiştirmesi zorunlu olacaktır. Aslında çift debriyaj kullanmanın, yani; vites değiştirme sırasında iki defa debriyaj pedalına basmanın amacı da kavraşacak olan dişlilerin çevresel hızlarını birbirine eşit kılmaktır. Bir bakıma dişliler arasında bir uyum, senkronizasyon sağlandıktan sonra vites değişimi tamamlanır. Viteslerin sessiz ve kolay bir şekilde değişimini sağlamak üzere çoğu transmisyonlarda senkronizasyonu sağlayan ve adına senkronizör ya da senkromeç denilen bir mekanizma kullanılır.

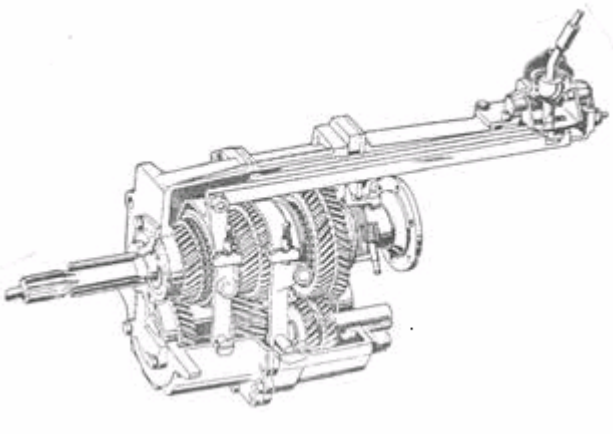


Şekil 3.24. Senkromeç Mekanizması

Senkromeç Mekanizmasının Görevi

Kavraşacak olan dişlilerin önünde ve ondan önce hareket ederek diğerini kavramak ve döndürmeye başlayarak hızlarını eşitlemeye çalışmaktır. Yani kavraşacak olan dişlilerin çevresel hızlarını eşitleyerek sessiz ve yumuşak kavraşmalarını sağlamaktır.

Aşağıdaki şekilde gösterilen senkromeci inceleyin. Bu çok tanınan senkromeç tipin de göbek, mile frezelenir fakat göbeğin eksenel olarak hareketine müsaade edilmez. Kavramanın kovanı göbek üzerinde ileri geri kaydırılabilir. Bu kaydırma hareketi kilit pimleri aracılığı ile senromecin konik bilezikleri üzerinden kavrama kovanı diğer dişliyi kavraştırıp dişliyi göbeğe kilitlemeden önce, dişlilerin hızlarını eşitler uyumlarını sağlar.



Şekil 3.25. Kilitli senkromeç sistemli vites kutusu

Senkromeç Göbek Dişlisi: Senkromeç göbek dişlisi, hareket verilen mil üstünde dönmez. Sabit bir şekilde takılmıştır. Baskı tırnaklı, yayla yüklenen küresel pim, kayıcı manşon relanti de orta konumda tutar.

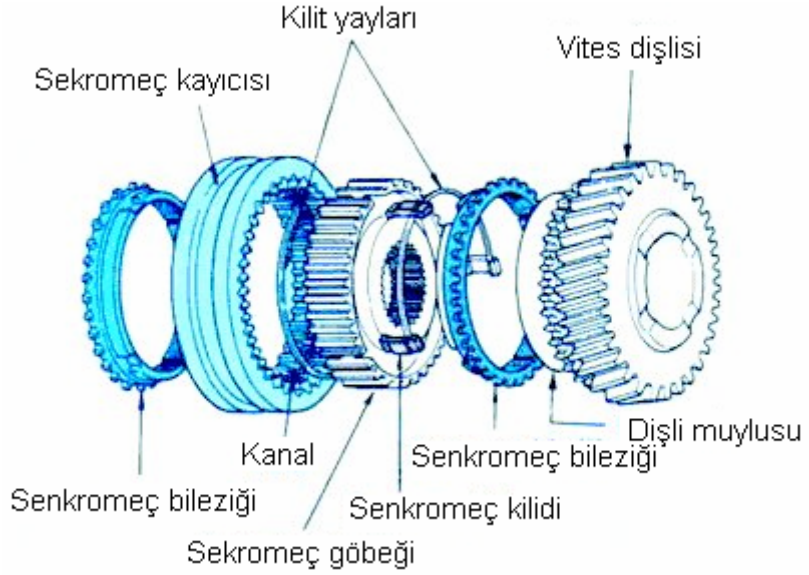
Kayıcı Manşon: Kayıcı manşon şekilde senkromeç göbek dişlisi ile birlikte bağlanır, fakat yan tarafa kayabilir. İç dişlinin tırnakları alın yüzeye göre eğiktir.

Senkromeç Halkası: Senkromeç halkası sürtünme yüzeyi olarak bir iç konik yüzeye sahiptir. Bu parça özel pirinç malzemesinden yapılmıştır. Dış dişlisinin tırnakları alın yüzeyine göre eğiktir.

Vites Değiştirme Dişlisi: Dişli çark ve vites değiştirme dişlisi aynı gövdeyi oluştururlar. Dişli iğne rulmanlıdır. Vites değiştirme dişlisinin dış konik yüzeyi sertleştirilmiş ve taşlanmıştır.

Senkromeç halkasının iç konik yüzeyi ve vites değiştirme dişlisinin dış konik yüzeyi birlikte konik bir kavramayı meydana getirirler.

Vitese geçmenin sessizce yapılabilmesi için, kayıcı manşonun ve dişli çarkın aynı devir sayısına sahip bulunması zorunluluğu vardır. Konik kavrama eşit devir sayısıyla dönme hareketini oluşturur.



Şekil 3.26. Senkromeç tertibatı parçaları

BÖLÜM 4

4.1. KARDAN MİLLERİ VE ÜNİVERSAL MAFSALLAR

Transmisyonun çıkış milinden alınan hareketin diferansiyele ve diferansiyel aracılığı ile tekerleklere kadar iletilmesi için bir ara elemana ihtiyaç vardır. Bu eleman kardan milidir. Diğer bir adı da şaft olan kardan milinin vites kutusundan hareket alarak diğer aktarma organlarına iletebilmesi ve bağlantı sağlayabilmesi üniversal mafsal üzerindendir. Kardan mili transmisyon çıkış miline sabit bir şekilde bağlanamaz.

4.1.1. Kardan Milleri

Kardan milleri kaliteli çelikten yapılırlar ve burulma titreşimlerine karşı kauçuk takozlu damperlerle takviye edilebilirler.

Kardan milinin boru kısmının ucuna üniversal mafsalın çatalları kaynakla bağlanmıştır. Kardan milinin titreşimlerden etkilenmemesi için çok iyi dengelenmiş olması gerekir. Direkt hareket halinde motor ile aynı devirde dönen kardan mili, bu yüksek devirlerde meydana gelecek merkezkaç kuvvetlerine karşı koyabilmek için dengelenmiş olmalıdır.

Şekil 4.1. Kardan milleri

4.1.2. Kardan Milinin Sökülmesi

Kardan mili araçtan alınır. Mil diferansiyel tarafındaki mafsal cıvataları alınmak suretiyle indirilir ve geriye çekilerek araçtan çıkarılır. Kardan milinin eski konumunda takılabilmesi için arka kısım indirilmeden önce işaretlenir. Arka taraftaki bağlantı özel U cıvataları ile sağlanmıştır. Cıvatalar söküldükten sonra birbirleriyle öpüşen mafsal parçaları yerlerinden rahatlıkla alınabilir ve şaftın ucu serbest kalır. Bazılarında da flanşlar vardır. Cıvatalar alınınca flanşlar birbirinden ayrılır.

4.1.3. Kardan Milindeki Titreşimler

Dengesiz olan millerde titreşim hızla birlikte giderek artar. Bu bakımdan titreşimin balanssızlıktan olup olmadığı saptanabilir. Bu kontrolün yapılması için balans tezgâhları vardır.

Kardan milinin titreşimlerinden biride mafsaldan kaynaklanır. Mafsalda hız değişimleri meydana geldiği zaman hareketteki dengesizlik mile iletilir. Kardan milinin iki ucundaki mafsalların mil ile yapacakları açı eşit olmalıdır. Farklı açılardaki bağlantılar dengesizliklere yol açarlar. Kardan mili ve mafsalların işaretlenerek takılmaları eski dengeli hallerini korumak içindir.

4.1.4. Üniversal Mafsal Çeşitleri

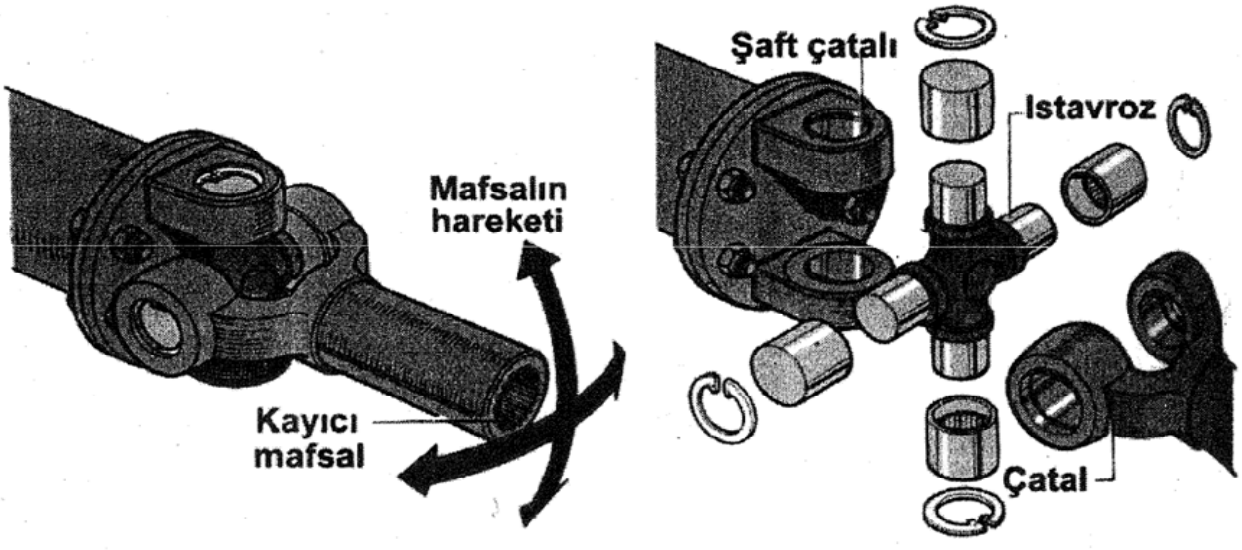
1. Adi Üniversal Mafsallar
2. Sabit Hız Mafsalları
a. Rzeppa Sabit Hız Mafsalı
b. Bendiks-Weiss Üniversal Mafsalı
c. Tracka Üniversal Mafsalı

4.1.4.1. Adi üniversal mafsal

Vites kutusunun çıkış mili ile arka köprü arasında yol şartlarından doğan açıyı karşılamak için üniversal mafsal kullanılır. En çok kullanılanı istavroz tipidir.

İstavroz tipi üniversal mafsal bir istavroz ile istavrozun kolları üzerindeki iğne masuralı yataklardan meydana gelir. Masuralı yataklar kardan milinin ve karşılığı olan

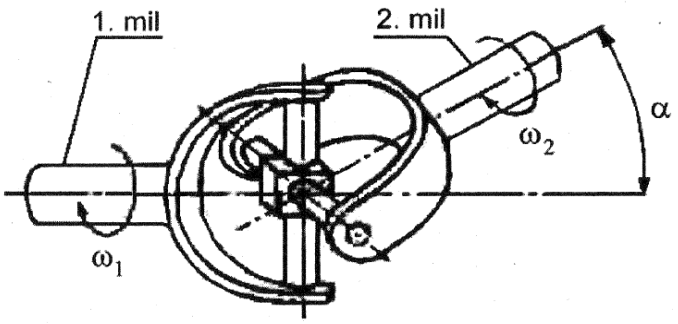
kayıcı mafsalın üzerindeki yuvalarına sıkı geçerler ve yerlerinde birer tespit segmanı tarafından tutulurlar. Bu şekildeki bir düzenleme ile kayıcı mafsal ve kardan mili çatallarının istavroz üzerinde bir mafsal hareketi yapmalarına imkân verir.



Şekil 4.2. Adi üniversal mafsal

Kardan millerinde kullanılan adi üniversal mafsallar dönen ve döndürülen miller arasında açısal hız farklılıklarının çıkmasına neden olurlar. Bu hız farklılığı;

$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{Cos\alpha}{1 - Sin^2\alpha \cdot Sin^2\theta}$ formülü ile ifade edilmektedir. Dönen ve döndürülen miller arasındaki açı (α) arttıkça hız farklılığı da artmaktadır.

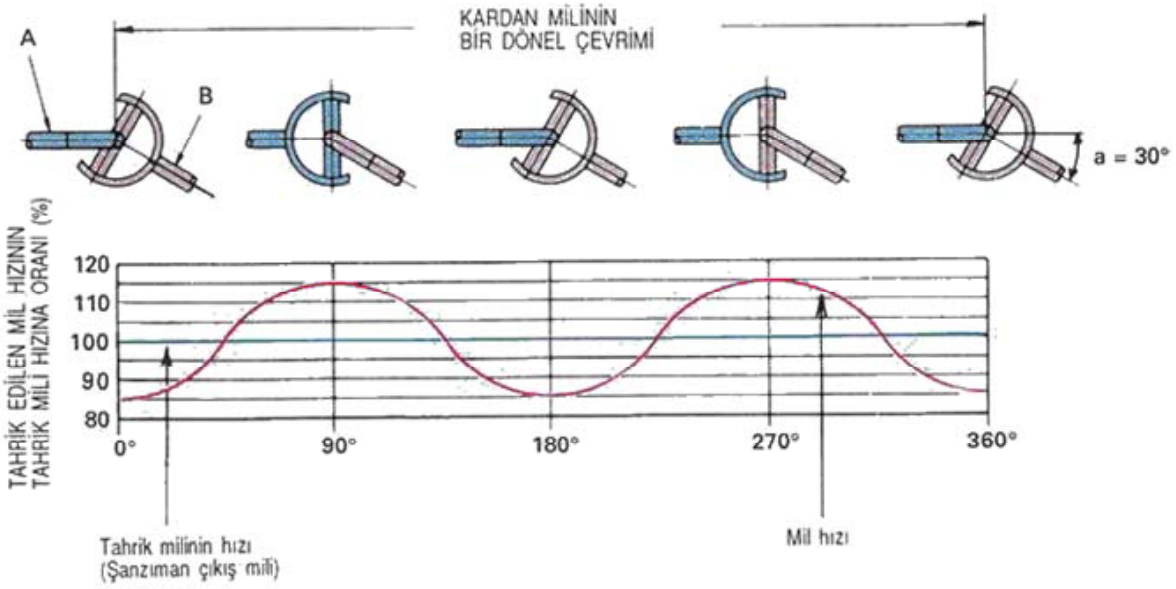


Şekil 4.3. Adi üniversal mafsallarda açısal hızlar

Döndürülen milin hızının minimum olduğu $\theta = 0$ ve $\theta = \pi$ için; $\frac{w_2}{w_1} = Cos\alpha$

Döndürülen milin hızının maksimum olduğu $\theta = \frac{\pi}{2}$ ve $\theta = \frac{3\pi}{2}$ için; $\frac{w_2}{w_1} = \frac{1}{Cos\alpha}$ olur.

Kardan milinin bir dönel çevriminde tahrik edilen mil hızının tahrik mili hızı oranı Şekil 4.3'te gösterilmiştir.

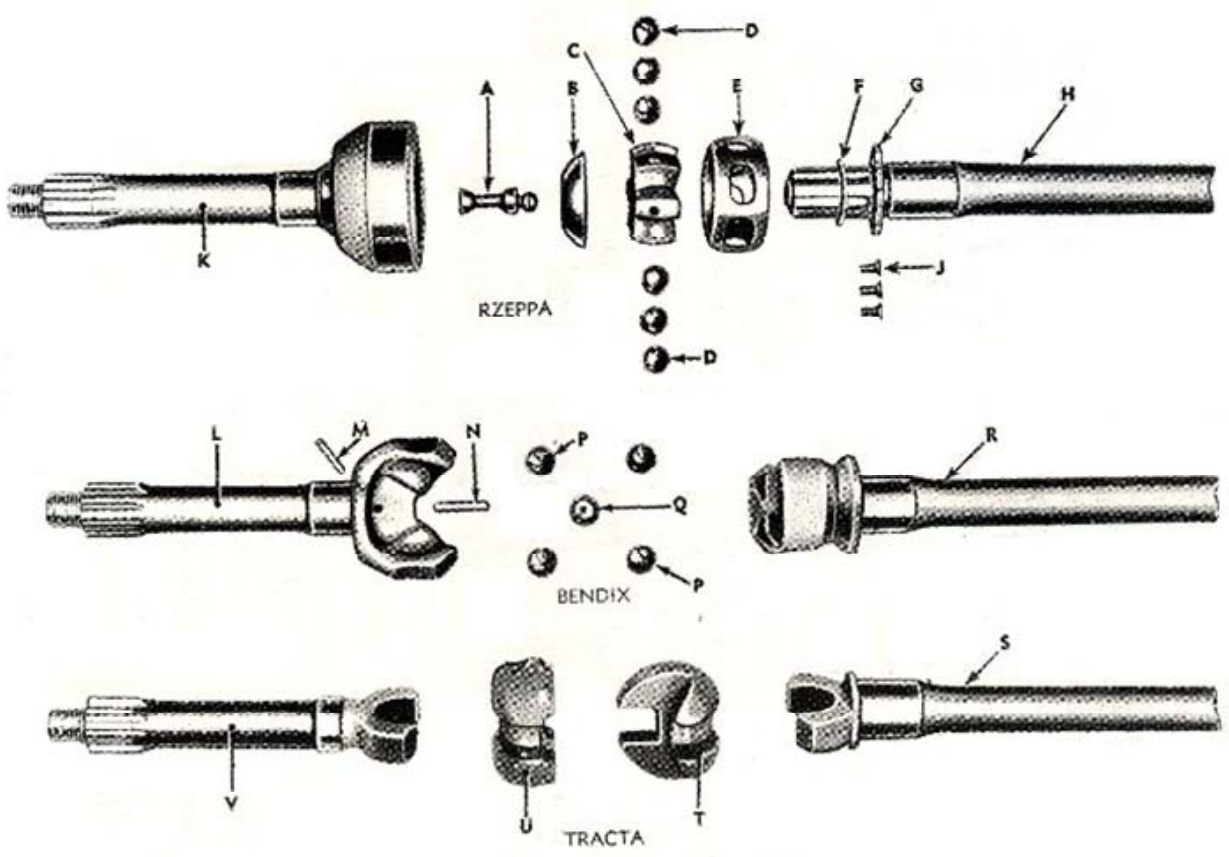


Şekil 4.4. Döndürülen milin açısal hızının değişimi

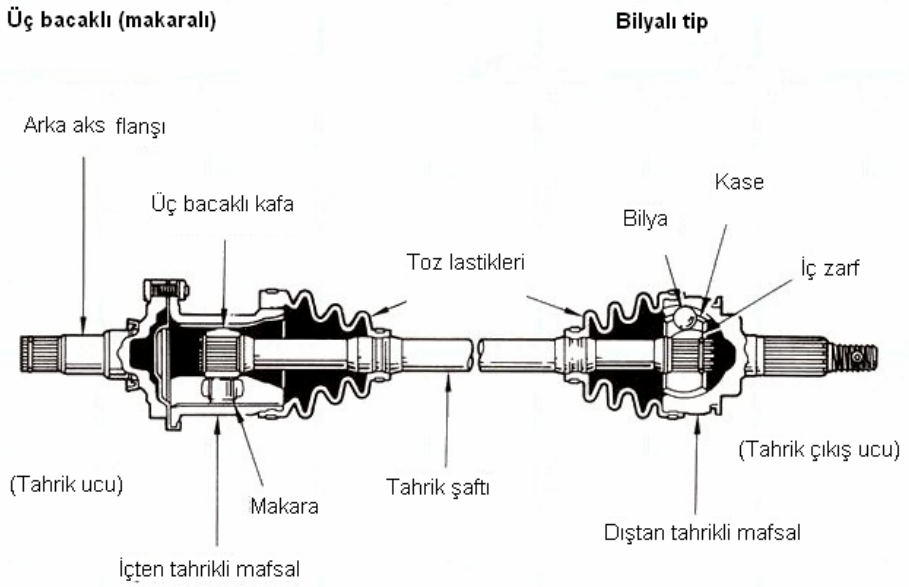
4.1.4.2. Sabit hız mafsalları

Sabit hız mafsalı sıradan bir mafsala göre daha yumuşak şekilde tork aktarımı sağlar, fakat dizaynı daha karışık olduğu için daha pahalıdır. Bu nedenle kardan mili bağlantılarında pek sık kullanılmaz.

Bu tip mafsallar daha çok önden çekişli araçların ön tahrik şaftlarında veya bağımsız süspansiyon sistemine sahip araçların arka tahrik şaftlarında kullanılır.



Şekil 4.5. Sabit hız mafsalları



Şekil 4.6. Sabit hız mafsalı

4.1.5. Üniversal Mafsalın Sökülmesi-Takılması ve Bakımı

Arızaları aramak için üniversal mafsallar kontrol edilirken kayıcı mafsallar unutulmamalıdır.

a) Üniversal mafsal arızalarının tespiti için kontrol edilmesi

Bazı mafsallarda gresörlük yoktur. Bu tür mafsallara gres basılmaz. Bu mafsallar fabrikada yapım sırasında greslenmişlerdir ve gresin kaybolmaması için de keçelerle donatılmışlardır. Üzerinde gresörlük bulunan mafsallarda da keçeler vardır. Zaman zaman mafsal gresörlüğüne basılan gres bu keçeler etrafından dışarıya çıkabilir; daha doğrusu bu keçelerin etrafından gres çıkıncaya kadar gres basılır. Bu nedenle bu tür mafsallar gözle kontrol edilirken gres izine rastlanabilir.

Mafsaldaki boşlukların kontrol edilmesi için bir el ile şaft tutulur ve diğer el ile mafsal oynatılarak boşluk olup olmadığına bakılır. Mafsalın yağsız kalmasının meydana getirdiği aşınma ve bozulmalar gözle ve elle hissedilecek kadar boşluklara yol açarlar. Bu basit kontroller sırasında boşluklara rastlanırsa mafsalın değiştirilmesi gerekir.

b) Mafsalın toplanması

Yapılan kontroller sonunda değiştirilmesine karar verilen parçalar ile birlikte mafsal toplanır. Yatak masuraları hafifçe greslenir ve tek tek yüksükteki yerlerine oturtulur. Sonra bir miktar gres daha doldurulur. Muylu da hafifçe greslenir. Fakat keçeler greslenmez çünkü gres keçelere zarar verebilir. Yataklar işleminin tersi takip edilerek yerlerine takılır. Üniversal mafsal tekrar kullanılsa bile sökülen bir mafsalın keçeleri yenileştirilmelidir.

4.1.6. Mafsal Arızaları

Kayıcı mafsal kuru ve yağsız ise ilk hareketin arka tarafa iletilmesi sırasında, örneğin; yerinden kalkışlarda bir darbe sesi duyulur. Böyle bir durumda mafsalı gresleyiniz. Çok maksatlı gres yeterlidir.

Üniversal mafsalın keçeleri yağ kaçırabilir. Gresörlüksüz olan mafsallarda yağ kaçaklarının meydana gelmesi halinde yapılacak iş mafsalı değiştirmektir.

Özellikle kasislerde motorun altından “klik” şeklinde gelen sesler mafsalın ya çok sıkı olduğunu yada eğildiğini gösterir. Bu arızanın tam tespiti için şaftın alınarak üzerindeki mafsalın nasıl hareket ettiği kontrol edilir. Mafsal her yöne tutukluk yapmadan dönebilmelidir.

BÖLÜM 5

5.1. DİFERANSİYELLER

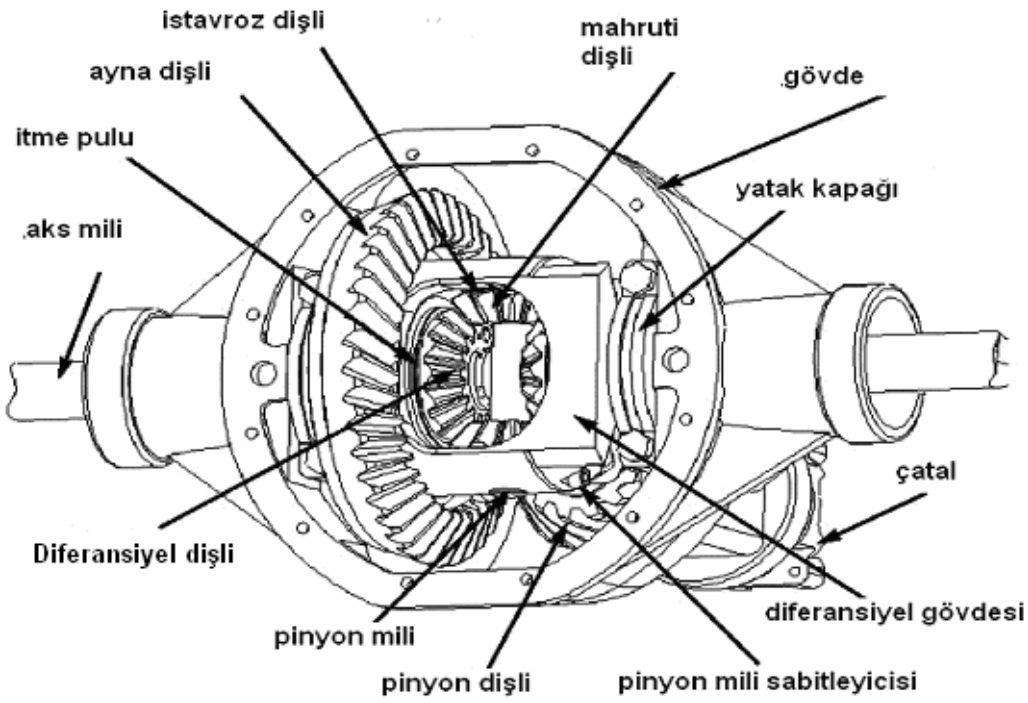
Motor tarafından üretilen gücün; aracı tahrik edilebilmesi için, tahrik türüne göre önden, arkadan ya da dört tekerden tahrik sistemlerine bağlı olarak tahrik tekerlerine kadar iletilmesi gerekir. Bunu için aktarma organları kullanılır. Diferansiyelin amacı, kardan mili torkunu akslara ve taşıtın tahrik tekerlerine iletmektir.

Diferansiyel aşağıdaki sebeplerden dolayı iletimde kullanılmaktadır. Bunlar;

Vites kutusundan gelen tahriği direkt [ön tekerlekten tahrikli sistemlerde] ya da kardan mili vasıtasıyla 90° veya uygun bir açıda çevirerek tekerleklere [arkadan tekerlekten tahrikli sistemlerde] iletmek.

Motor ile tahrik tekerlekleri arasında sürekli bir hız küçültme [gear reduction] temin eder.

Taşıtlarda diferansiyel; önde [önden tahrikli taşıtlarda], arkada [arkadan tahrikli taşıtlarda] ya da hem önde hem arkada [dört tekerden tahrikli taşıtlarda] [ALD ya da FWD] olabilir.

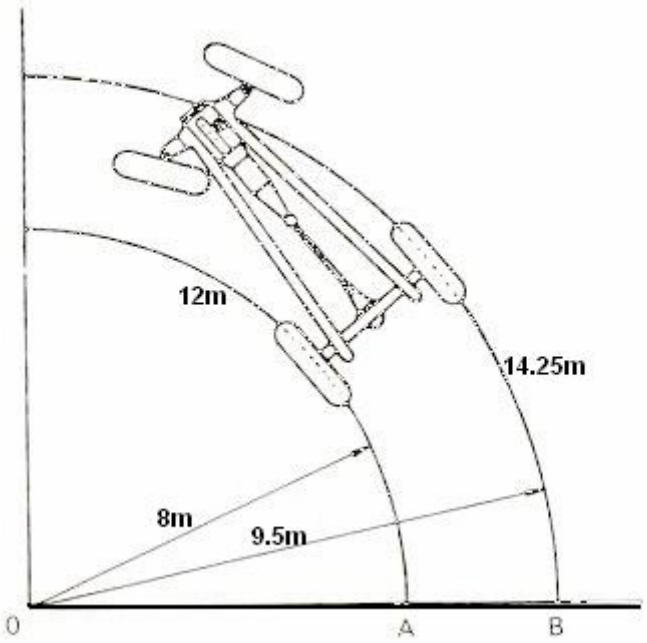


Şekil 5.1. Diferansiyelin parçaları

5.2. DİFERANSİYELE İHTİYAÇ DUYULMASININ SEBEBİ

Viraj alma sırasında, tekerlekli bir aracın, viraj dairesinin dış kısmında kalan tekerlekleri iç tarafta kalan tekerleklere oranla daha hızlı döndürülmeye zorlanırlar. Bu tekerleklerin, içtekilere olan bağlılıklarını korumaları ve aracın istenilen dönüş dairesini çizebilmesi için daha uzun bir yol kat etmeleri gerekir. Viraj alma sırasındaki bu durumu, şematik olarak Şekil 5.2. üzerinde göstermek ve açıklamak mümkündür. Konunun açıklık kazanabilmesi için aracın 90° lik bir virajı dönmeye çalıştığını düşünelim. Dönüş yarıçapı 8 m. olsun. Aracın teker eksenleri arasındaki mesafenin, yani; bir bakıma araç genişliğinin 1.5 m. olduğunu kabul edelim. Tekerlekli araç, yarıçapı verilen virajda aşağıdaki gibi yol alır. Viraj sırasında iç tarafta kalan tekerlekler, 12 m. dış tarafta kalan tekerlekler 14, 25 m. yol alırlar.

Farklı dönüşlerle aradaki mesafe farkı olamadığı zaman her teker bir miktar patinaj yapmaya çalışacaktır. Yani tekerlekler kayma yaparak harekette farklılık yaratmaya çalışacaklardır. Bu tür sürekli kaymalar ise lâstik ömrünü oldukça kısaltır ve belki de aracı kullanmak mümkün olmaz. Şu halde dönüşlerdeki hareket farklılığını sağlayacak bir düzen gereklidir. Bu, diferansiyel dişli kutusu adı verilen düzendir.



Şekil 5.2. Virajda tekerleklerin almak zorunda oldukları yol

Örnek Problem 6.1. Şekildeki taşıt 90 km/h'lik hızla 40 metre yarıçapa sahip bir virajda sola doğru dönmektedir. Sağ ve sol tekerlekler arasındaki mesafe 1500 mm'dir. Buna göre sağ ve sol tekerleklerin hızlarını ve 90°'lik dönüş gerçekleştiğinde her iki tekerleğin kat ettikleri mesafelerin farkını bulunuz.

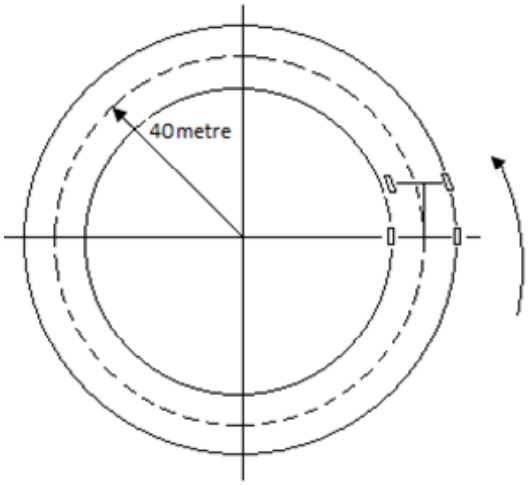
$$\omega_v = \frac{V_v}{r} = \frac{90/3{,}6}{40} = 0{,}625 rad/s$$

$$V_L = \omega_v \cdot r_L = 0{,}625 \cdot 39{,}25 = 24{,}5 m/s$$

$$V_R = \omega_v \cdot r_R = 0{,}625 \cdot 40{,}75 = 25{,}5 m/s$$

$$Mesafefarkı = \frac{2\pi(r_R - r_L)}{4}$$

$$Mesafefarkı = \frac{\pi(40{,}75 - 39{,}25)}{2} = 2{,}36 m$$



5.3. DİFERANSİYELİN ÇEŞİTLERİ

Otomobiller ve diğer ağır hizmeti araçlar üzerinde kullanılan diferansiyelleri üç çeşite ayırabiliriz. Bunlar:

a) Standart diferansiyel dişli kutuları

b) Kontrollü kayma yapabilen diferansiyeller

c) Kayma yapmayan diferansiyellerdir.

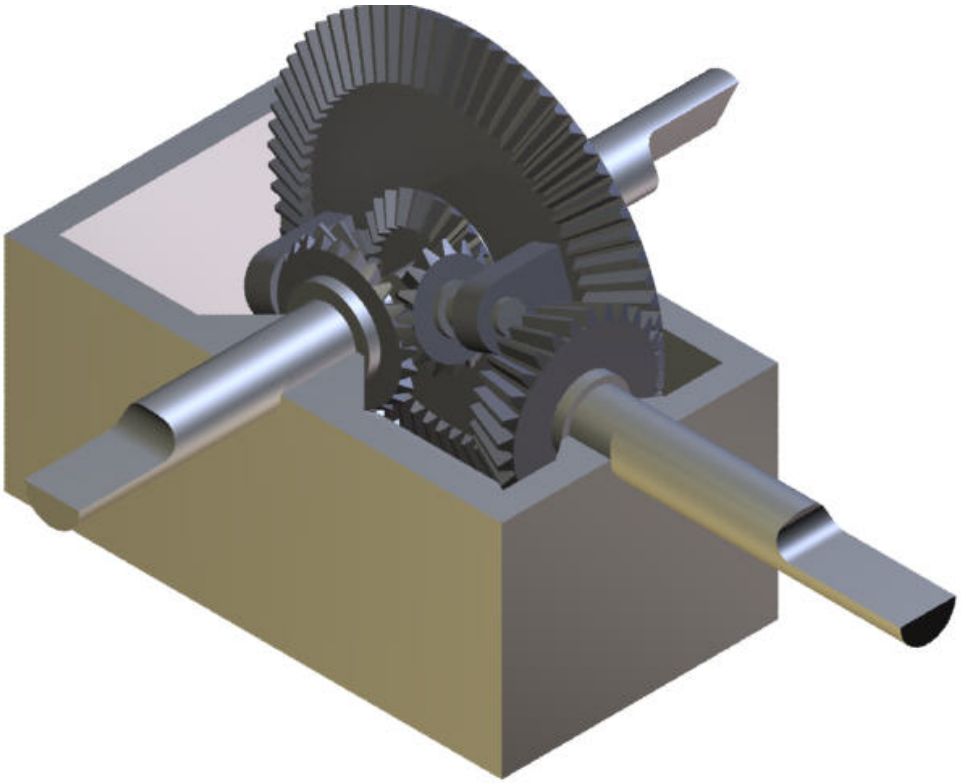
Standart diferansiyel dişli kutusunun bazı eksik yanları vardır, özellikle kaygan yollarda tekerin biri patinaja geçtiği zaman aracı yürütmenin, imkânı zorlanır. Çünkü diferansiyel dişli kutusunun yapısı patinaja geçen tekerin rahatlıkla patinaj halini sürdürmesine imkân verir. Yerde sabit kalan tekere herhangi bir tork iletimi olmaz. Diferansiyel dişli kutusunun yapısından kaynaklanan bu eksik yan, özellikle ağır hizmet tipi araçlar için büyük güçlükler doğurur. Lâstikler erken aşınır; işin kötüsü aracı kurtarmak büyük gayret ve zaman kaybına yol açar. Bu nedenle kayma yapmayan diferansiyeller üzerinde çalışıldı ve bu tür diferansiyeller gerçekleştirildi.

5.4. DİFERANSİYEL DİŞLİ KUTUSU

Kardan milinin arka akslara ileteceği hareket mahruti dişlisi aracılığı ile arka köprüde bulunan diferansiyele ulaşır. Konik yapıdaki ayna dişli, aracın ekseni boyunca olan döndürme hareketinin açısını 90° değiştirerek arka akslara itilmesini sağlar. Mahruti dişlisi ile sürekli kavraşma halinde olan diğer konik dişli ayna dişlisidir. Ayna dişlisi gerek çap gerekse diş sayısı bakımından mahruti dişliden büyüktür. Aralarındaki hareket iletme oranı aracına göre değişmekle beraber 5,2 ye kadar çıkabilir. Bu nedenle transmisyondan gelen döndürme kuvveti daha da arttırılarak arka akslara iletilir. Şüphesiz torktaki artmaya bağlı olarak devirde düşme meydana gelir, ger bir deyişle ayna mahruti üzerinde bir redüksiyon sağlanır. Mahruti diferansiyel dişli kutusunun taşıyıcı muhafazası içinde yataklanır. Ayna dişlisi ise diferansiyel dişli kutusuna ya cıvatalarla ya da perçinlerle bağlıdır. Kutu bu şekliyle muhafaza içinde yataklanmıştır. Mahruti dişlisi ayna dişlisini döndürdüğü zaman kutuyu da beraberinde döndürür.

Önce diferansiyel dişli kutusunun yapısını inceleyelim. Diferansiyel dişli kutusu ve arka akslar arka köprü içindedirler. Arka köprünün ortadan yanlara uzanan ve akslar için muhafazalık görevi yapan iki kovanı vardır. Bunlara aks kovanı denir. Her kovanın içinde birer aks vardır. Aksların dış uçlarına tekerlekler bağlanmıştır. Aksların tekerleklere bağlanan uçları flanşlıdır. İç taraftaki, diferansiyel dişli kutusunun içinde kalan uçlarında ise birer konik aks dişlisi bulunur.

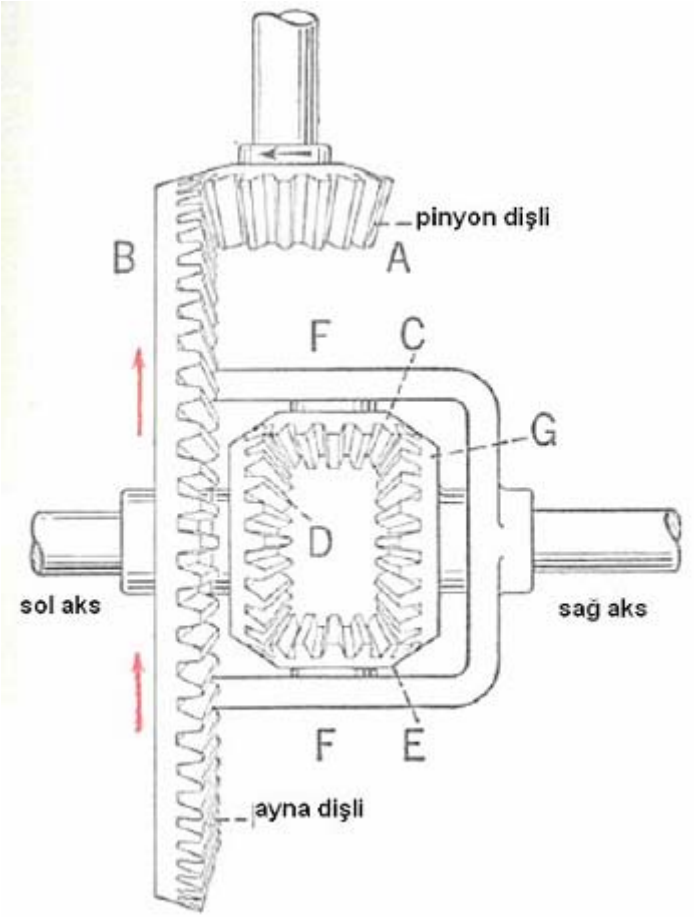
Konik aks dişlileri akslara frezelidir. Bu bakımdan bu dişliler döndüğü zaman aksları da beraberlerinde döndürürler. Konik aks dişlileri iç frezeleri ile akslara geçmiş durumdadırlar; dış tarafları ise diferansiyel dişli kutusunun içinde yataklanmışlardır. Ancak, kutu dönerken aks dişlileri kutu ile birlikte dönmezler Aks dişlilerinin kutu ile dönmeleri için başka şartlar gereklidir. Diferansiyel dişli kutusunun içinde istavroz adı verilen dişliler vardır. Bunlar iki veya dört tanedir. İstavroz dişlileri istavroz adı verilen bir çatalın üzerinde yataklanırlar. İstavroz ise kutuya geçmiş ve kutu ile birlikte dönecek şekilde yataklanmıştır. Şekil 5.3. de arka akslar ve diferansiyel dişli kutusu gerçek görünümü ile resimlenmiştir.



Şekil 5.3. Arka akslar ve diferansiyel dişli kutusu.

Kardan mili mahrutiyi döndürünce, mahruti dişlisi de kavraşmış olduğu ayna dişlisini döndürecektir. Ayna dişlisi ise cıvatalarla bağlı olduğu kutuyu ve kutuya bağlı bulunan istavroz çatalını döndürmeye başlar. İstavroz çatalının üzerinde bulunan istavroz dişlileri bu durumda sadece ve doğrudan doğruya kutu ile birlikte giderler kendi eksenleri etrafında dönmezler. İstavroz dişlileri kendi eksenleri etrafında dönmedikleri sürece istavroz dişlileri ile sürekli kavraşma durumunda bulunan aks dişlileri de kendi eksenleri etrafında dönemezler. Şu halde mahruti dişlisinden ayna üzerinden kutuya ulaşan hareket olduğu gibi akslara geçer. Diğer bir ifade ile kutu bir bütün halinde içindeki dişlilerle birlikte kilitlenmiş. Yekpare duruma gelmiş gibi döner ve akslar da bu hareketi tekerleklere iletirler.

Buraya kadar açıklanan durum düz yolda gidiş durumudur. Düz yolda gidişlerde, herhangi bir sapma yapılmadan sürüşlerde, diferansiyel hareketine ihtiyaç yoktur. Bu bakımdan diferansiyel dişli kutusuna da gerek yoktur. Şu halde gidişler sırasında kutu ile aksların yekpare duruma gelmeleri zorunlu olacaktır.



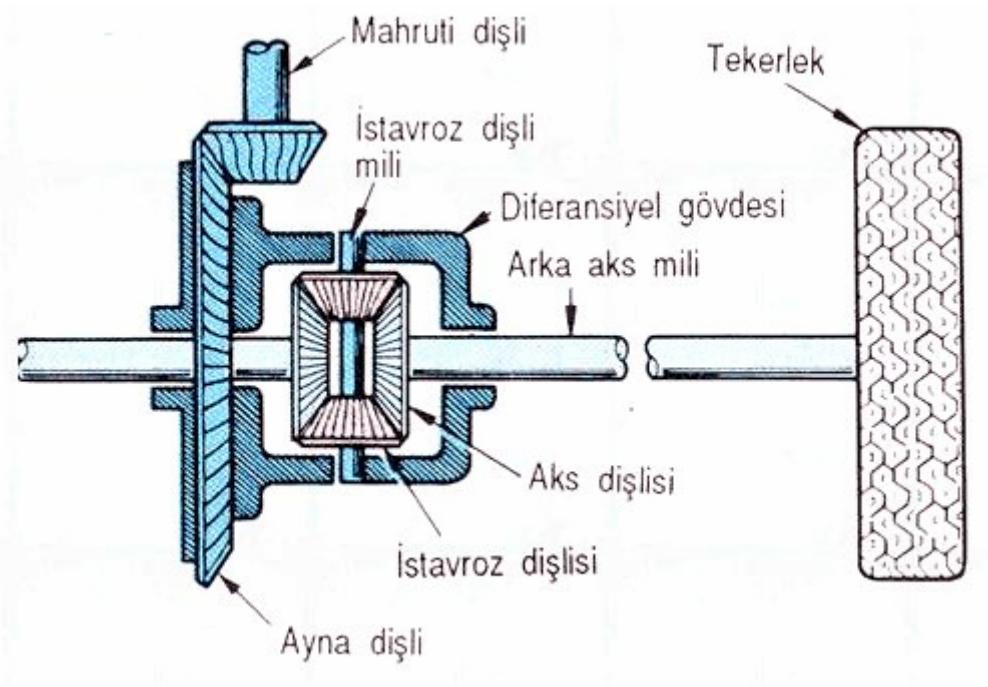
Şekil 5.4. Ayna ve mahruti dişlinin şematik görünümü

5.5. DİFERANSİYEL DİŞLİ KUTUSU VE YATAKLAR

Diferansiyel dişli kutusu bir muhafaza içine yerleştirilmiştir. Bu muhafazaya diferansiyel taşıyıcısı denir.

Taşıyıcı arka köprüye bağlanmıştır. Arka köprü aks kovanlarından ve diferansiyel taşıyıcısını örten muhafazadan oluşur. Diferansiyel dişli kutusu taşıyıcı üzerinde iki yatak tarafından taşınır ve yataklanır. Bunlar kutunun sağ ve solundadır. Bu yataklara diferansiyel dişli kutusu ya da taşıyıcı yatakları denir. Bazı yapımlarda kutu ya da taşıyıcı arka köprünün sabit bir parçası halindedir. Diferansiyel parçaları bu kutu üzerine dışardan monte edilirler. Sökmek gerektiği zaman, kutuyu indirmek mümkün olmadığından, diferansiyeli meydana getiren parçalar tek tek alınır.

Taşıyıcıyı taşıyan yatakların arka taraflarına diğer bir deyişle dış taraflarına taşıyıcı cisimler konulmuştur ya da ayar somunları yerleştirilmiştir. Ayna mahruti arasındaki boşluk ayarının yapılması için bu somunlar ya da şimler kullanılır.



Şekil 5.5. Diferansiyel dişli kutusu

5.6. DİFERANSİYEL HAREKET VE DİFERANSİYEL DİŞLİ KUTUSUNUN ÇALIŞMASI

Düz gidiş halinde mahrutiden hareket alan ayna dişli diferansiyel dişli kutusunu döndürür. Kutunun içinde bulunan istavroz dişlileri ile aks dişlileri kutu ile birlikte dönerler. Bu dişliler kendi eksenleri etrafında dönemezler.

Araç bir virajı alırken ya da virajı almak üzere dönmeye bağlarken, aracın dış tarafta kalan tekeri daha hızlı dönmek zorunda kalır. Çünkü yukarda açıklandığı gibi dış tekerin daha uzun bir yol kat etmesi gerekir. Dış tarafta kalan tekerin daha hızlı dönerek daha uzun bir mesafeyi kat etmeye çalışması bu tekere ait aksın, dolayısı ile aks dişlisinin de daha hızlı dönmesi demektir. Gerçekten de aracın viraj alması sırasında viraja göre dış tarafta kalan teker daha hızlı döner. Tekeri daha hızlı döndüren aks dişlisidir.

Aracın viraja girmesi ile birlikte iç tarafta kalan tekere binen yük ve dış, tarafta kalan tekerin daha büyük bir mesafeyi kat etmeye zorlanması iç aks dişlisinin yavaşlamasına neden olur. Bir an için keskin bir virajı alan aracın iç tarafta kalan tekerinin durduğunu kabul edelim. Bu durumda diferansiyel dişli kutusunun içinde bulunan iç tekerin aks dişlisi sabit kalacaktır. Aks dişlisi sabit kalınca, ayna ile birlikte dönmekte olan istavroz dişlileri sabit aks dişlisi üzerinde yuvarlanma hareketine geçerek kendi eksenleri etrafında dönmeye başlarlar. İstavroz dişlileri bu çalışmaları ile hem ayna tarafından döndürülen kutu ile birlikte, kutunun ekseni etrafında, hem de sabit aks

dişlisinin etrafında yuvarlanarak dönerler, istavroz dişlilerinin kendi eksenleri etrafında dönmeleri kendileri kavraşmış bulunan dış teker aks dişlisinin daha hızlı dönmesini sağlar. Çünkü dış teker aks dişlisi hem diferansiyel dişli kutusu ile hem de istavrozların verdiği hareketle kendi ekseni etrafında dönmeye başlar. Eğer belirtildiği gibi iç tam kalan teker tamamen sabit kalırsa dış teker eskisine oranla iki kat hızla dön Bunun nedeni 'dişlinin kutu ile birlikte bir tur yapmasına ek olarak istavrozla verdiği bir turu da yapmalarıdır. İlerde bunun neden böyle olduğu sayısal değerlerle açıklanacaktır.

Tekerin birinin, viraja göre iç tarafta kalan tekerin, yavaşlamasıdır. İçteki tekerin yavaşlaması oranında dıştaki hızlı dönmeye başlar. Bu farklı devirlerin sağlanması diferansiyel hareketinin sonucudur. Diferansiyel hareketi diferansiyel dişli kutusunda sağlanır. Diferansiyel dişli kutusu her hız değişikliğine göre kendisini ayarlayabilir. Bu bakımdan tekerin birinin kaybettiği devir diğeri tarafından kazanılır. Böylece virajda rahat bir dönüş sağlanır ve aracın tekerlekleri üzerindeki aşırı sürtünme eğilimleri ortadan kalkar.

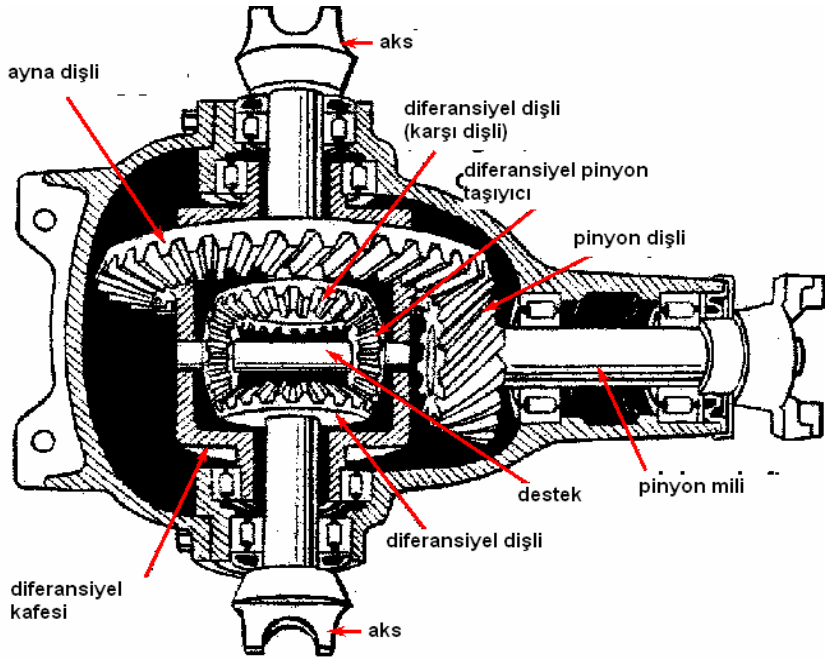
Açıklanan çalışma standart bir diferansiyel dişli kutusunun çalışmasıdır. Bu diferansiyel dişli kutusunda tekerleklerden biri patinaja geçip kayma yaparsa patinaj yapmayan teker olduğu yerde kalır. Patinaj yapan teker iki katı hızla döner. Bu durumda diferansiyel dişli kutusunda meydana gelen çalışma şöyledir: Mahruti ayna dişlisini ve ayna dişlisi de kutuyu döndürmektedir. Kutunun içinde bulunan istavroz dişlileri sabit kalan aks dişlileri etrafında yuvarlanırlar ve bu hareketlerini patinaj yapan tekerin aks dişlisine iletirler. Böylece patinaja geçen teker büyük bir hızla dönmesine devam eder.

5.7. KULLANILAN DİŞLİLER

Hipoid dişliler kullanılarak aracın ağırlık merkezi yere yaklaştırılmış ve güçlükler yenilmiştir. Gerek düz ve gerekse helisel konik ayna mahruti dişlilerinde, ayna dişlisi ile mahruti dişlileri aynı merkez ekseninde kesişiyorlardı. Diğer bir ifade ile denilebilir ki ayna ve mahruti dişlileri birbirini tam ortadan kesiyorlardı. Hipoid dişlilerde mahrutinin ekseni, ayna ekseninin altından geçer bir bakıma mahruti ekseni ayna dişlisinin dik eksenini merkezin biraz altında keser. Böyle bir dişli sistemi ile kardan milini biraz daha aşağıya almak mümkün olmuştur. Şüphesiz kardan milinin biraz daha aşağıdan bağlanması araç ağırlık merkezinin yere yaklaştırılmasını sağlamıştır.

Hipoid dişlilerdeki diş helisi, hemen hemen helisel konik dişlilerdekinin aynıdır. Fakat hipoid dişlide bölüm dairesi yüzeyi temelde koniktir. Özetle diferansiyel ayna-

mahruti dişlisi olarak düz konik dişliler, helisel konik dişliler ve hipoid dişliler kullanılmıştır. Günümüzün tüm otomobillerinde Hipoid dişli sistemi kullanılmaktadır.



Şekil 5.6. Diferansiyelde kullanılan dişliler

5.8. HAREKET İLETME ORANLARI

Arka akslarda kullanılan redüksiyon veya hareket iletme oranlan genellikle 3:1 ile 4.5:1 arasında değişir.

Motorun, maksimum torku maksimum verimle verdiği belirli devirleri vardır. Motorun bu devirlerin üzerinde çalıştırılması zararlıdır. Motorla uyum içinde bulunan bir vites kutusu aracılığı ile şoför, aracı motorun uygun devirle rinde değişik hızlarda sürebilir. Hâlbuki vites kutusunun üzerindeki en düşük vites olan birinci vitesle aracın yerinden kaldırılması çok zordur.

Ayna-mahruti arasında 3:1 veya 4.5:1 gibi bir hareket iletme oranı transmisyonun çıkışından alınan torkun üç kat ya da 4.5 kat artmasına imkân verir.

Ayna mahruti arasındaki bu oran çoğu kez arka köprü muhafazası üzeri damgalanmıştır. Eğer böyle bir damga ya da işaret yoksa hareket iletme oranı dişlideki dişlerin sayılmasına gerek duyulmadan saptanabilir. Vitesi boşa alın, tekerin birini yerden kesecek kadar aracı kaldırın. Kardan milinin ve tekerin üzerine referans işaretleri koyun. Tekerin biri yerde olduğuna göre aynanın bir tur dönebilmesi için tekerin iki tur döndürülmesi gerektiğini unutmayınız. Bu durumdaki kaldırılan tekeri tam iki tur

döndürünüz ve bunun karşılığı olarak kardan milinin yaptığı tur sayısını tespit edelim. Kardan milinin tekerin iki turuna karşılık 3.3 ı yaptığını düşünelim. Buna göre hareket iletme oranı 3.5:1 dir. Eğer şaft diğer kesirlerle ifade edilecek şekilde turlar yapmışsa ondalık kesirlere çevrilmek suretiyle oran tespit edilmelidir; örneğin 3.58:1 vb. gibi.

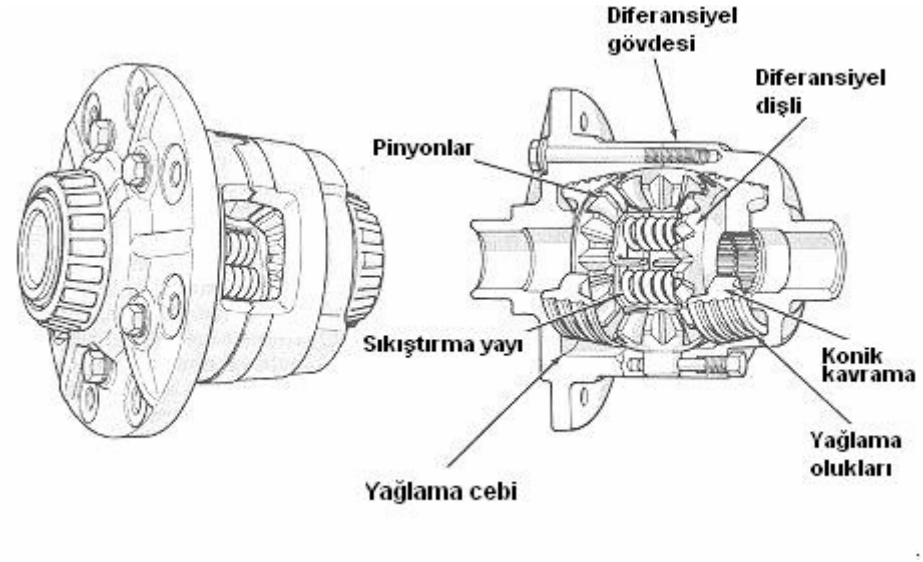
5.9. KONTROLLÜ KAYMA YAPABİLEN DİFERANSİYELLER

Bu tür diferansiyeller birkaç çeşit olmakla beraber prensipleri bakımından birbirinin benzeridirler.

5.9.1. Chrysler'in Sure-Grip Diferansiyeli

Bu diferansiyelde bir istavroz mili yerine iki istavroz mili vardır. Şüphesiz istavroz dişlileri de iki yerine dört tanedir, istavroz milleri birbirini keser. Fakat birbirine bağlı olmadan her biri serbest olarak çalışabilir, istavroz türlerinin dış uçları yuvarlak değildir. Yani, miller, normal yuvarlaklıklarında, dışa kadar devam edemezler. Dış tarafta V şeklinde kam biçimine sokulmuşlardır. V şeklindeki bu rampalar, diferansiyel dişli kutusundaki yuvalarına geçer. Diğer taraftan kutunun içinde bulunan konik aks dişlilerinin arka taraflarında bir seri kavrama diski vardır. Disklerden iki-tanesi diferansiyel dişli kutusunun gövdesine geçmiş, diğer ikisi ise aks dişlisinin arkasında bulunan dayanma puluna ya da dayanma elemanına geçmiştir.

Diskler buna göre dişlere ya da çentiklere sahiptir. Diğer bir deyişle disklerden ikisi kutuya diğer ikisi dayanma plâkasına frezelenmiştir. Dayanma plâkası dışa doğru yani akslara doğru itildiği zaman diskler birbirine doğru itileceklerdir ve kavrama kavraşacaktır. Kavrama disklerinin kavraşması aksları diferansiyel dişli kutusuna kilitler.



Şekil 5.7. Sure-grip diferansiyel

Sure-grip diferansiyelin çalışması

Kardan milini, gelen dönme hareketi mahruti üzerinden ayna dişlisine ve oradan da diferansiyel dişli kutusuna iletilir. İstavroz milleri kutuya bağlı olduklarından kutu ile dönerler. Düz gidiş halinde çalışma bu şekilde devam eder. Bu düz gidiş halinde istavrozlar herhangi bir nedenle aks dişlilerini döndürmek zorunda kalırlarsa bir dirençle karşılaşırlar istavroz dişlilerinde meydana gelen direnç olduğu gibi kendi millerine, yani istavroz millerine iletilir. İstavroz millerinin uçları rampalı olduğundan karşılaşılan direncin etkisi ile yuvalarındaki rampalara tırmanmaya zorlanırlar. Millerin rampalara tırmanması, dişliler aracılığı ile aks dişlilerine ve onların arkasındaki dayanma plâkasına iletilir. Çünkü rampaya tırmanmaya çalışan istavroz milleri kendi dişlileri aracılığı ile dayanma plâkasını dışa doğru itmeye çalışır. Plâkanın itilmesi kavrama disklerini birbirine bastırır ve kavraştırır. Kavramanın kavraşması ile iki aks diferansiyel dişli kutusuna kilitlenir. Böylece düz gidiş halinde direksiyonun herhangi bir yöne döndürülmediği zamanlarda iki aks aynı devirde dönerek çalışmayı sürdürürler.

Dönüşlerdeki çalışma

Araç virajı dönerken, dönüş yönüne göre iç tarafta kalan aks yavaşlar. Çünkü araç iç aksı daha yavaş dönmeye zorlar. Bu durumda istavroz dişlileri kendi eksenleri etrafında dönmeye başlar, istavrozlar yavaşlayan aks dişlisi üzerinde kendi eksenleri etrafında dönerek yuvarlanmaya girişirler ve bu hareketlerini diğer aks dişlisine iletirler.

Dolayısı ile dışta iken aks dişlisi daha hızlı dönmeye başlar. Aks dişlisinin, dolayısı ile aksın ve tekerin, diferansiyel dişli kutusundan daha hızlı dönmesi ile istavroz milinin üzerine tırmandığı, rampadan inmesini sağlar. Böylece kavrama çözülür ve standart diferansiyelde olduğu gibi iki aksın birbirine göre farklı devir yapmalarına müsaade edilir. Sure-grip diferansiyelinin kaygan yollarda daha iyi bir sürüş sağlayacağı görülmektedir. Patinaj yapma sırasında direksiyonun sağa sola kırılmaması gereği unutulmamalıdır.

5.9.2. Anti-Spin Diferansiyel

Yukarda açıklanan diferansiyelin bir benzeri de Oldsmobile otomobillerinde kullanılmıştır. Bu diferansiyel kavramayı kavraştırmak için yay kuvvetinden yararlanır. Kullanılan kavrama konik kavramadır. Yay kuvveti altında konik kavramalar kavraşır ve aks dişlilerini birbirine kilitler; daha doğrusu akslar kutuya kilitlenerek aynı devirlerde dönerler.

Şekil 5.8. Oldsmobile anti-spin diferansiyeli sökülmüş durumda

5.10. TAM KAYMA YAPMAYAN DİFERANSİYELLER

Kayma yapmayan diferansiyeller daha çok ağır hizmet tipi araçlarda kullanılır. Bunlar tork dağıtımlı ve No-SPİN adı verilen diferansiyellerdir, iş, yol hafriyat makinelerinde diğer bir ifade ile kara yolu dışı yerlerde kullanılan makinelerde ve araçlarda kullanılırlar.

5.10.1. No-Spin Diferansiyeli

Patinaja karşı alınan tedbirlerin bir devamı olarak no-SPiN diferansiyeli geliştirilmiştir. Bu diferansiyelde konik aks dişlileri, istavroz dişlileri yoktur. Bu nedenle standart diferansiyellerle kontrollü kayma yapmayan diferansiyellerden ayrılırlar. Diferansiyel dişli kutusunu oluşturan parçalar değişik bir yapıda olmak üzere vardır denebilir. Çünkü istavroz milleri ve dişlileri yerine aynı biçim verilmiş merkez kamı vardır. Merkez kamının yanlarında birer kavrama elemanı bulunur. Bunlar birer çeneli kavrama gibidir. Çeneli kavramaların arkalarına da birer yay yerleştirilmiştir. Yan taraftaki yaylardan sonra aks dişlileri yerine kullanılan birer frezeli dişli vardır. Bunlar aksların frezeli uçlarına frezelenmişlerdir. İçi frezeli olan bu özel yapıdaki elemanın dışında da diş vardır. Dışındaki dişler aracılığı ile çeneli kavramalara geçmiş, onlarla kavraşmışlardır.

Dönüşlerdeki çalışma

Ortada istavroz yerine konulan merkez kamı bir tespit segmanı tarafından yerinde tutulmuştur. Dönmesine müsaade edilmiş fakat sağa sola kayması önlenmiştir. Sağa dönüş sırasında sağ kavrama istavroz gövdesi ile kavraşmış olarak kalır. Böylece istavroz gövdesi sağ tekeri ayna dişlisinin hızında döndürür. Sol tekerin daha büyük bir mesafe alması gerekir. Bu nedenle de daha hızlı dönmesi lazımdır. Bu zorlanmanın sonucu olarak sol kavrama çeneleri istavroz gövdesindeki kam çıkıntılarına binmeye, diğer bir ifade ile merkez kamının rampalarına tırmanmaya zorlanırlar. Kavrama çenelerinin rampalara tırmanması kavramanın çözülmesine sebep olur.

5.10.2 Tork Dağılımlı Diferansiyel

Karayolu dışında arazide çalışan hafriyat makinelerinde tekerlekli olanlarında yol ve zemin şartlarından doğan kaymaları önlemek için kullanılan diferansiyellerden biridir. Ayna dişli kutuya cıvatalarla bağlıdır. Bu nedenle mahruti tarafından ayna dişlisine iletilen dönme hareketi kutuya da geçer. Kutunun içinde bulunan istavroz dişlileri gerek sayı gerekse yapı bakımından farklıdırlar. Bu diferansiyelde kullanılan istavroz dişlilerinin sayısı 12 tanedir. Üçerlik dört grup oluştururlar. Üç istavroz dişlisi birbiriyle kavraşmıştır.

Tork dağılımlı diferansiyelin aks dişlileri de heliseldir. Göbek kısımları frezelidir ve aksların frezeli uçlarına geçerler. Ancak bu aks dişlilerinin arka taraflarında çanak yaylar bulunur. Bu çanak yaylar aracılığı ile diferansiyelde kaymalar asgariye indirilir.

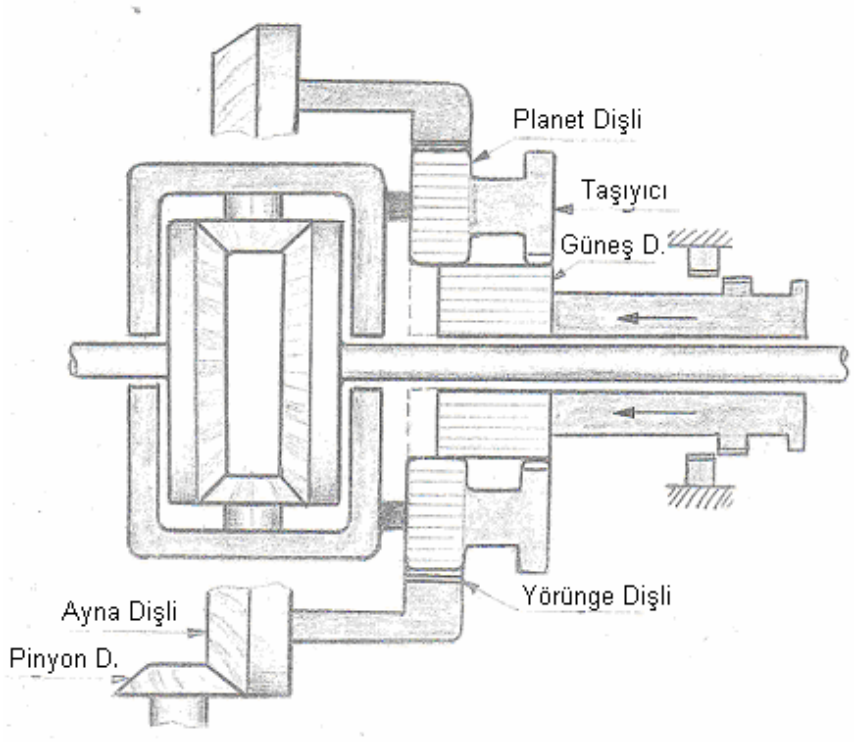
Tork dağılımlı diferansiyelin toplanmasında çanak yayların yerleştirilme şekline dikkat etmek lâzımdır. Yaylar ters konulursa diferansiyel kayma yapabilir ve dişliler sürekli boşluklu olarak çalışacaklarından ses yaparlar.

5.11. ÖZEL MAKSATLI DİFERANSİYELLER

Özellikle kamyon ve yük taşıyan uzun yol araçlarında ihtiyaç duyulan takviye torklarını karşılamak için özel maksatla hazırlanmış diferansiyeller kullanılmaktadır. Takviyeli diferansiyellerde genellikle planet dişli grupları, standart diferansiyel dişli kutusu ile birlikte kullanılır. Kardan milinden alınan hareket ayna dişlisine iletilir, ilâve edilen planet dişli grubunun yörünge dişlisi ayna dişlisi ile birlikte döner. Planet dişli grubunun güneş dişlisi, takviye kontrol düzeni aracılığı ile çalıştırılır. Yani, güneş dişlisi gerektiğinde kilitlenir. Bu durumda hareket yörüngeden verilip planet taşıyıcısından alınır. Planet dişli sistemli takviye diferansiyelinde hareket önce ayna dişliye sonra takviye ünitesine geçer. Takviye çalışmıyorsa, diğer bir deyişle araç takviyeye alınmamışsa, planet dişli sistemi kilitlenmiş durumdadır ve hareketi olduğu gibi iletir. Kilitleme işlemi için güneş dişlisi diferansiyel dişli kutusundaki iç dişli kavraştırılarak sistem kilitlenir. Bunun sonucu olarak kutu sadece ayna mahruti aracılığı ile sağlanan redüksiyon kadar bir redüksiyonla çalışır. Daha doğrusu diferansiyel standart yapısında olduğu gibi çalışır. Ancak takviye çalıştırıldığı zaman ikinci bir redüksiyon, planet dişli grubu üzerinden, sağlanır. Çünkü Ayna doğrudan doğruya değil, planet grubu aracılığı ile kutuyu döndürmektedir. Şu halde planet dişli grubu üzerinden sağlanan redüksiyon ikinci bir redüksiyon olarak diferansiyele geçer.

Takviye diferansiyelini çalıştırmak için güneş dişlisinden yararlanılır. Güneş dişlisi sabit tutulursa redüksiyon sağlanacağından düşük bir hız elde edilir.

Güneş dişlisi serbest bırakılırsa, daha doğrusu, planet içindeki iç dişli ile kavraştırılırsa planet sistemi kilitlenir ve planet sistemi üzerinden direkt hareket sağlanır. Bu nedenle düşük hız sağlanamaz ve araç takviye diferansiyelinin yüksek hızı ile çalışır. Çalışmadaki bu özellik dolayısı ile bu tür diferansiyele iki hızlı ya da çift redüksiyonlu diferansiyel denir.



Şekil5.9. Çift redüksiyonlu çift hızlı diferansiyel (Özel maksatlı)

5.12. İNTER TAKVİYELİ DİFERANSİYELİNİN ÇALIŞMASI

Yol şartlarının gerektirdiği durumlarda takviye diferansiyeli kullanılır. Gerektiğinde düşük hızda gerektiğinde de yüksek hızda aracı sürmek mümkündür. Güneş dişlisi sabit tutulunca hareket planet dişli grubu üzerinden diferansiyel dişli kutusuna ulaşır ve böylece ayna-mahrutinin sağladığı redüksiyonun yanında ikinci bir redüksiyon daha sağlanarak çekiş kuvveti arttırılmış olur.

5.13. TAKVİYE VİTESİ ÇALIŞTIRMA MEKANİZMASI

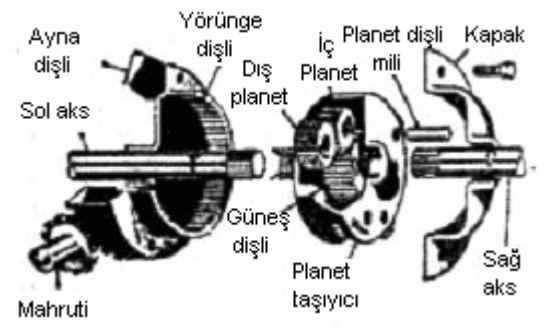
Takviye diferansiyelinin, çalıştırılması için, bir motoru vardır. Bazı diferansiyellerde havalı bazılarında da elektrikli bir çalıştırma devresi bulunur. Takviye motoru ve bu motoru çalıştırmak için kullanılan kumanda devresi planet dişli sistemindeki güneş dişlisini ileri-geri iten çatalı tahrik ederler. Takviye sisteminin çalıştırılması için gaza basılırken, şoför mahallinde vites kolu üzerinde bulunan takviye düğmesi bastırılır. Diferansiyelin takviyeye geçebilmesi için gaz pedalı ani olarak bırakılır ve tekrar gaza-basılır. Takviye diferansiyeli çalışıyorsa bu hareketten sonra araç hız kaybedecek ve çekiş artacaktır.

Aracı takviye vitesinden alabilmek için, yani takviyeden çıkarmak için takviye düğmesi yukarı çekilir. Araç normale dönünceye kadar beklenir ve son tekrar normal gaz verilir. Vites küçültme ile takviye beraberce gerçekleştirilecekse vites değiştirilip debriyaj bırakılmadan önce takviye düğmesi itilir. Vites büyültürken de düğme yukarı çekilip vites değiştirilir.

ÖNEMLİ: Takviye düğmesini hareket ettirmeden önce gaza basılmalı, takviye düğmesini hareket ettirirken vites küçültme esnasında gaza basılmamalıdır. Kalkışları küçük viteslerle yapmak lâzımdır.

5.14. PLANET DİŞLİ SİSTEMLİ DİFERANSİYEL

Önden çekişli otomobillerden biri yer kazanmak amacı ile planet dişli sistemini kullanarak diferansiyel çalışmasını sağlamaya çalışmıştır. Şekil 5.10. da böyle bir sistemin şematik görünüşü verilmiştir. Mahruti ayna dişlisini döndürür. Ayna dişli yörünge dişlisini ve yörünge dişlisi de dış planetleri döndürür. Dış planet dişlileri iç planetlerle kavraşmıştır. İç planetler diğer taraftan güneş dişlisi ile kavraşmıştır. Güneş dişlisi sağ aksa frezelenmiştir. Planet dişlileri kendi milleri üzerinde yataklanmışlardır. Planet milleri ise planet taşıyıcısı üzerindedir. Yörünge dişlisi dönmeye başlayınca dış planetleri kendisi ile birlikte götürür. Böylece güneş dişlisi ile (sağ aksı) taşıyıcıyı (sol aksı) döndürür. Araç düz yolda gittiği sürece planet dişlileri kendi eksenleri etrafında dönemezler.



Şekil 5.10. Planet dişli sistemli diferansiyel

Sağa dönüş sırasında sol taraftaki tekerlekler sağdakine oranla daha hızlı dönmeye çalışırlar. Bu durumda yörünge dişlisi taşıyıcıyı planetler aracılığı ile döndürmeye başlar. Güneş dişlisi dönüşün oluşturduğu dirençten dolayı sağ aksı, sol aksın hızında döndüremez. Bunun sonucu olarak planet dişlileri güneş dişlisinin

etrafında dönmeye çalışırlar ve sol tekerin daha hızlı dönmesine müsaade ederler. Sola dönüş sırasında planet taşıyıcısı yol dirençlerinden dolayı hareketten alıkonulur. Bunun sonucu olarak planet taşıyıcısı yörünge dişlisinin etrafında döndürülmeye zorlanır. Böylece sağ aksın daha hızlı dönmesine müsaade edilmiş olur.

5.15. DÖRT TEKERİ TAHRİKLİ ARAÇLAR

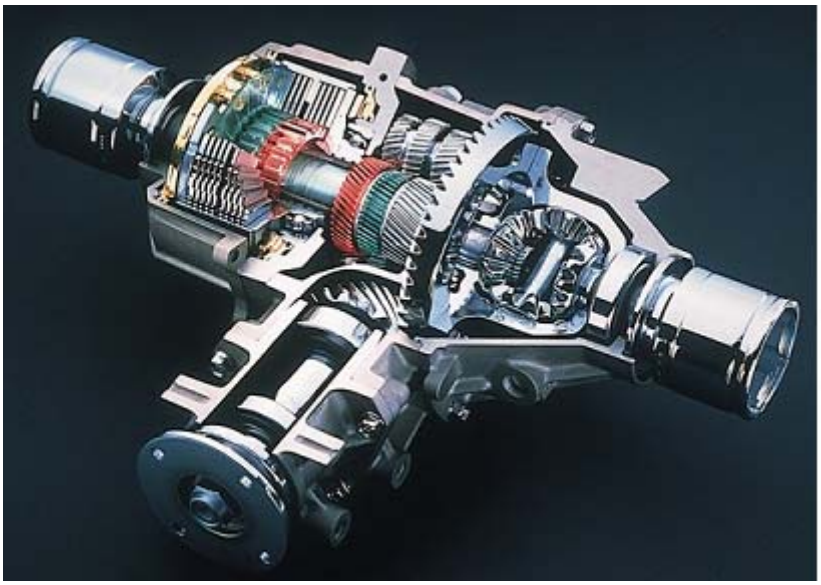
Özellikle araziye yönelik, uygulamalarda çalıştırılan araçlarda daha iyi bir tırmanma ve çekiş sağlayabilmek için arka ve ön dingillerin her ikisinin de tahrik edildiği sistemler kullanılmaktadır. Bu nedenle önde ve arkada birer diferansiyel bulunur. Gerektiği zaman kullanılan dört tekeri tahrikli sistemlerde, bilinen standart diferansiyel dişli kutusu, arka tarafta vardır ve araç normal olarak standart diferansiyel ile kullanılır. Ön taraftaki diferansiyel ihtiyaç halinde devreye sokulur. Ön diferansiyelin devreye alınmasını sağlamak için ana vites kutusunun tarafına ilâve edilmiş bulunan bir transfer kutusu kullanılır. Buna takviye vitesi denir. Daha çok askeri araçlarda kullanılan takviye vitesleri takviye diferansiyelleri ile karıştırılmamalıdır.

5.16. SÜREKLİ TAKVİYE VİTESLİ SİSTEM

Sürekli takviye vitesli sistem, eksiklikleri ortadan kaldırmak için geliştirilmiştir. Bu amaçla transfer kutusunun içine ayrı bir diferansiyel yerleştirilmiştir. Konulan diferansiyel aracılığı ile gerektiği zamanlarda ön tekerleklere daha doğrusu ön kardan miline ilâve tork verilir. Eğer arka tekerlekler fazla bir torka ihtiyaç duyarlarsa, transfer kutusunda gereken farklılığı yaratarak arkada çekişi arttırır.

Sürekli takviye düzeni ile her türlü zemin üzerinde sürüşler rahatlıkla yapılabilir. Şoförün vites değiştirmesi gerekmez. Sadece yakıt ekonomisi açısından sürekli takviye düzeni istenmeyebilir. Çünkü fazladan yüklerle, fazla bir sarfiyat söz konusudur. Diğer taraftan tekerlerin patinaja geçmesi hallerinde meydana gelebilecek farklı hareketleri karşılayabilmek için de diferansiyel kilidi kullanılır. Şoför, ihtiyaç duyulduğu zaman, şoför mahallinde bulunan bir düğme aracılığı ile transfer kutusundaki diferansiyeli kilitler ya da serbest bırakır. Bu amaçla diğer azı uygulamalar daha vardır. Bunlardan biri kısmen kayma yapabilen, daha doğrusu kontrollü kayma yapabilen diferansiyel kullanır. Bunun için çok diskli bir kavrama üzerinden kontrollü kayma sağlanır.

Dört tekeri tahrikli olan araçlarda ön dingiller genellikle sabit olarak seçilirler. Sabit dingillerde ön düzen açıları sınırlıdır. Açıların sınırlılığı ayarlarda da sınır getirmiştir. Bu nedenle çoğunlukla bir toe-in ayarı ile yetinilir. Ancak sabit dingilli sistemlerde kamber ve kaster açıları da ayarlanabilir.



Şekil 5.11. Transfer dişli kutusu ve kullanılan diferansiyel. Bu diferansiyel gerektiğinde kilitlenerek arka ve ön tekerleklere eşit güç iletimi sağlar.

5.17. ARKA AKSLAR VE DİFERANSİYELLERİN BAKIMI

5.17.1. Giriş

Modern otomobillerin üzerinde kullanılmakta olan arka akslar ve diferansiyeller oldukça çeşitlidirler. Bu nedenle tüm çeşitlerin bakımı yerine bazı örnekler üzerinde durulacak ve özelikle yerli yapım araçların arka köprüsünü oluşturan aktarma organlarının bakımı işlenecektir.

5.17.2. Arızaların Muhtemel Sebepleri

1. Arka tekerlerden ses geliyor.

a) Teker gevşektir. Bijonları sıkınız.

b) Teker bilyesin yatak zarfları aşınmış, kabuk dökmüştür. Arka aks bil yalarını kontrol edin ve aşınmış arızalıları değiştiriniz.

c) Arka aks bilyeli yatağının zarfları brinell aşıntısı şeklinde aşınmışlardır. Arka aks bilyelerinin zarflarını kontrol edin ve gerekirse değiştiriniz. Aksın eksenel gezintisini kontrol ediniz.

d) Arka aksın eksenel gezintisi fazladır. Kontrol edip ayarlayınız.

e) Aksın flanşı çarpıktır yalpalı dönüyor. Eğrilmiş aksları değiştiriniz.

2. Arka akslardan ses geliyor.

a) Akslar yeterli yağlanamıyor. Arka köprü yağını doldurunuz ve kaçak kontrolü yapınız.

b) Ayna-mahruti arasındaki boşluk ayarı fazladır. Ayna-mahruti boşluk ayarını ve ayna ile mahrutinin dişleri arasındaki temas izini kontrol ediniz.

c) Ayna ve mahruti arasında uyum yoktur. Birbirine uymayan ayna ve mahrutileri değiştiriniz.

d) Ayna ya da mahrutinin dişlileri aşınmıştır. Dişleri aşınmış olan dişliyi değiştiriniz.

e) Mahrutinin yataklarında eksenel gezintileri fazladır. Mahruti yataklarının yüklenme ayarını kontrol ediniz.

f) Diferansiyel yataklarında yan gezinti vardır. Diferansiyel yataklarının ön yüklenme ayarlarını kontrol ediniz.

g) Kayma yapmayan diferansiyel ötüyor. Yağını boşaltıp kayma yapmayan diferansiyeli kontrol ediniz.

3. Diferansiyel dişlileri erken aşınıyor çiziliyor.

a) Diferansiyel yeterli yağlanamıyor. Diferansiyel dişli kutsunun yağını değiştirip seviyesine kadar doldurunuz.

b) Yanlış yağ kullanılıyor. Aracın kendi katalogunda verilen yağı kullanınız.

c) Tekerleklerden biri diğerine oranla fazla hızlı dönüyor, ya da patinaj yaptırılıyor. Patinajı önleyiniz ve diferansiyel dişli kutusunu söküp aşınmış parçaları değiştiriniz. Boşlukları gideriniz.

4. Ayna-mahruti diş kırıyor.

a) Aşırı yüklenme vardır. Aracı aşırı derecede yüklemeyin. Kırık dişlileri değiştiriniz.

b) Debriyajın çalışmasında kararsızlıklar vardır. Kavramanın normal çalışmasını sağlayınız.

c) Araç kaygan zeminlerde uzun süre çalıştırılıyor. Patinajlı çalışmanın sık sık tekrarı diferansiyeli yorar. Arızaları parçaları değiştiriniz.

d) Diferansiyel ayarlarında bozukluklar vardır. Ayna-mahruti ayarını yenileyiniz.

5. Diferansiyeldeki yağ azalıyor.

a) Yağın seviyesi yüksektir. Fazla yağı boşaltınız seviyesine kadar yağla doldurunuz.

b) Aks keçeleri aşınmış arızalanmıştır. Değiştiriniz.

c) Diferansiyel dişli kutusunun muhafazası, arka köprü çatlaktır. Onarınız, ya da değiştiriniz.

d) Mahruti keçesi kaçırıyor. Değiştiriniz,

e) Nefeslik tıkanmıştır. Nefesliği temizleyiniz ya da değiştiriniz,

f) Arka köprü diferansiyel kapağının contası yırtılmış ya da cıvataları gevşektir. Cıvataları sıkınız contayı yenileyiniz.

6. Diferansiyel hararet yapıyor.

a) Yağ seviyesi düşüktür. Normal seviyesine kadar uygun yağı doldurunuz.

b) Yanlış yağ kullanılıyor. Yağı boşaltınız ve uygun, tavsiye edilen yağı kullanınız.

c) Yataklar çok sıkı ayarlanmıştır. Yatak ayarlarını özellikle ön yüklenme ayarlarını yeniden yapınız.

d.) Dişliler fazla aşınıyor. Aşınmış dişlileri değiştiriniz.

e) Ayna-mahruti arasındaki boşluk ayarı yanlıştır; Ayna mahruti arasındaki dişli-boşluk ayarını yeniden ve katalog değerlerine göre yapınız.

5.17.3. Arka Akslardan ve Diferansiyelden Gelen Seslerin Tespiti ve Teşhisi

Otomobil sahipleri çoğu zaman yerlerini tam olarak saptayamadıklarından seslerden şikâyet ederler. Böyle durumlarda teknisyenin işi zorlaşır. Bu bakımdan yapılacak ilk iş sesin oluştuğu sürüş şartlarını öğrenmek ve şoförün yerine geçerek yol testini yapmaktır.

Sesin kaynağına inmek için, vites boşta iken motoru çeşitli devirlerde çalıştırıp dinleyiniz. Sesin motordan kaynaklanmadığına dikkat ediniz. Yapılacak yol testinde sesin karakteri bazı ipuçları verebilir. Örneğin aks bilyesindeki arıza, aracın çeşitli hızlarında kaybolmayan, sadece hıza bağlı olarak zayıflayıp artan ton farklılığı ile

kendisini belli eden sesler meydana getirir. Bilyeli yatak, başlangıçta ötme şeklinde ve eğer dağılmışsa öğütme biçiminde ses yapar.

Sesin hangi taraftan geldiğini saptamak için, düz bir yolda seyrederken motoru durdurup vitesi boşa alın. Direksiyonu sağa sola kırın ve aksların farklı yüklenmelerini sağlayınız. Direksiyonun sağa sola döndürülmesine bağlı olarak bir taraftan gelen sesin artması, arızalı yatağın yerini gösterir. Diferansiyel ötmesi daha çok artan dişli boşluklarından kaynaklanır. Bu, direksiyonun sağa sola döndürülmesine bağlı olarak değişmez. Ancak, bilye sesinden farklı olarak hıza bağlıdır ve özellikle aracın akıp gitme hızlarında artan bir ötme şeklini alır.

Seslerin tespiti için yapılacak testleri söyle sıralayabiliriz:

a) Motoru çalıştırıp ısıtınız. Aracı pürüzsüz ve düz bir yolda 15–20 km/saat hızla sürünüz ve sesi dinleyiniz. Hızı yavaş yavaş 70–80 km. ye çıkarınız ve yine sesi dinleyiniz. Düşük hızdaki sürüşlerde işitilen seste artış olup olmadığına bakınız. Ayrıca sesin kaybolup kaybolmadığını tespit ediniz.

b) Aracın hızını 90–110 km/saate çıkarınız. Vitesi boşa alınız ve kontak anahtarını kapatarak motoru durdurunuz. Araç kendiliğinden duruncaya kadar sürüşe devam ediniz. Bu sırada a testinde saptanan seslerde değişme olup olmadığına, ya da kaybolup kaybolmadığına dikkat ediniz. Eğer oldukça düşük hızlarda düşük frekanslı bir ses işitiliyorsa bu, lâstik sesidir. Test a da meydana gelen ses bu testte de devam ederse bu durumda araç yük altında olmadığından bilye sesi olacaktır. Test a da görülüp bu testte kaybolan sesler aks sesleridir.

c) Aracı park ediniz ve motoru çalıştırıp vitese alınız aracın el frenini kullanarak aracı durdurmaya çalışınız. Motorun devrini yavaş yavaş arttırıp sesi dinleyiniz. Bu testte işitilen sesler a' dekinin aynı ise akslar sağlamdır. Testi daha fazla devam ettirmeyiniz.

d) Aracın tekerleklerini yerden kesecek kadar kaldırınız ve sehpaya alınız, motoru çalıştırınız ve aracı vitese alınız. Motorun devrini arttırırken sesi dinleyiniz. Bu test aracılığı ile üniversal mafsal seslerini tespit etmek kolaydır. Motorun yük altında bulunduğu durumlarda gelecek vınlama sesi aks ve diferansiyel yataklarının ayarsızlığını veya ayna-mahruti ayarının bozukluğunu ifade eder.

Aracın kendiliğinden akıp gitme hızlarında oluşan sesler arka aks bilyelerinin arızasından ve diferansiyel ayna-mahruti diş temaslarının bozukluğundun kaynaklanır.

Vuruntu ve çarpma şeklindeki sesler dişlilerin çapaklanmasından yataklardaki çapaklardan meydana gelir. Bu tür sesler sadece dönüşlerde kendini gösterirse aks dişlileri ile istavroz dişlileri kırık olabilir.

5.17.4. Arka Aks ve Diferansiyel Arızalarının Ayrıntılı Olarak Açıklanması

a) Yağ kaçakları: Diferansiyellerde ve akslarda kullanılan yağlar motor yağlarına göre oldukça kalın yağlardır ve akma eğilimleri azdır. Yağın sızıntı yapabileceği yerler keçeler ve contaların yerleştirildiği yerler olacaktır. Mahruti milinin bulunduğu bölgedeki boğaz keçesi, aks kovanlarının dış taraflarında bulunan keçeler, diferansiyel muhafaza kapağının contası yağın sızıntı yapabileceği yerlerdir. Belki bazı cıvataların bulunduğu yerlerden de kaçaklar olabilir.

1. Keçeler: Keçelerin kaçırması, kurumalarından ya da yerine yerleştirilirken meydana gelebilecek kaçıklıklardan kaynaklanır. Diğer taraftan dışardan girebilecek sert pisliklerin yaratacağı tahribat ile yuvalarının bozulması da keçelerin kaçırmasına neden olur. Her ne şekilde olursa olsun kaçıran tarafından keçesinin kontrol edilmesi için milin aksın sökülmesi gerekir.

Aksın sökülmesinde keçelere zarar vermemek için özel dikkat ve itina gerekir. Ayrıca uygun alet ve takımların kullanılması şarttır. Özellikle aksın frezeleri keçeyi kesebilir. Sökme sırasında aksın ağırlığı keçelere bindirilmemelidir. Aksın yerine takılmasında keçeyi ve şaftın ucunu iyice yağlayıp takılışın kolay olmasını sağlayınız. Özellikle dudaklı tip keçe çabucak zedelenebilecek bir keçedir. Çoğu onarımlarda aksın sökülüşü ile birlikte keçe de değiştirilir. Yeni keçe, yerine takılmadan önce, yuvası iyice kontrol edilmeli ve çapaklardan temizlenmelidir. Keçe yuvasının ovalleşmesi, keçelerin kaçırmasına yol açabilir. 0.25 mm den fazla bir ovallik kabul edilemez gerekirse keçe yuvası onarılmalıdır.

Şüphesiz keçenin içinde çalışan aks muylusu da ovalleştiği zaman aynı sonuç meydana gelir. Bu bakımdan aşırı ovalliklerin giderilmesi zorunludur. Gerekirse aks değiştirilir.

2. Kapak contası: Kapak contalarının meydana getirdiği yağ kaçaklarının tespiti daha kolaydır. Genellikle cıvataların bulunduğu yüzeyler yağla ıslanır ve ıslanan alan oldukça geniştir. Cıvataların gevşekliğinden, ya da contanın yarılmasından dolayı diferansiyel

kutusunda bulunan yağ dışarıya akabilir. Cıvataların sıkılması ile sızıntı kesilmezse conta değiştirilmelidir. Kapak sökülünce contanın yenilenmesi gerekir. Yeni conta yerleştirilmeden önce eski conta kalıntıları temizlenir ve yüzeyin düzgünlüğü kontrol edilir. Yüzeydeki bozukluklar yeni contayı zedeleyeceği gibi tekrar sızıntılara da yol açar. Contanın yüzeyine conta yapıştırıcısı ve sızdırmazlık sıvısı sürülür. Sıvı hemen kurumadan kapak yerine yerleştirilmelidir.

3. Civata kaçakları: Cıvataların bulunduğu yerlerden yağın kaçırması çok nadir olmakla beraber dikkatli olmakta yarar vardır. Civataların istenilen tork değerinde sıkılması sorunu çözmeyebilir. Genellikle cıvata sökülür, iyice temizlenir ve sızdırmazlık sıvısı sürülerek tekrar yerine takılır. Bazı hallerde cıvata dişlerinin et kalınlığı az olur ve yerine takıldığı zaman tam sıkma sağlamaz. Böyle durumlarda yeni cıvata kullanmak lâzımdır. Hatta cıvataların yuvalarına yeniden kılavuz çekmek ve daha kalın bir cıvata kullanmak gerekebilir.

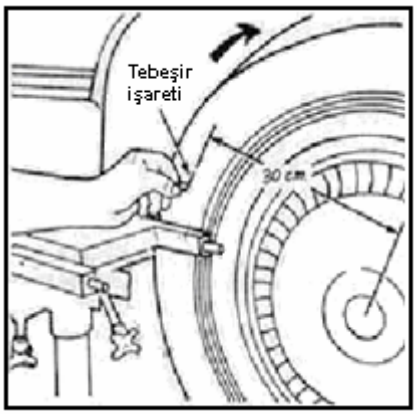
b) Sesler: Yukarda da belirtildiği gibi arka akslar ve diferansiyel sisteminde meydana gelen arızalar kendini seslerle belli ederler. Ancak, araçtan gelen bütün seslerin diferansiyele ve arka akslara ait olarak farz edilmesi yanlıştır.

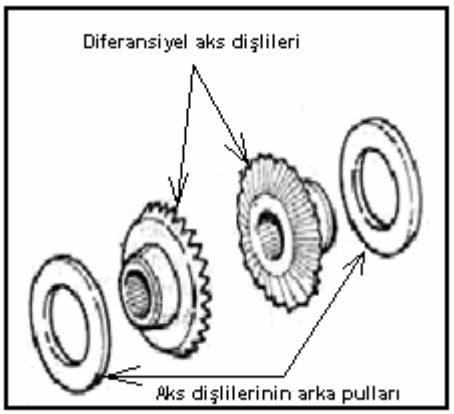
1. Dönüşlerdeki çıtırtılar: Aracın viraj alışı sırasında duyulacak bu tür sesler daha çok kayma yapmayan diferansiyeli olan araçlarda karşılaşılacak seslerdir. Kayma yapmayan diferansiyelin tipine göre sesin nedeni araştırılmalıdır. Örneğin kavrama ayarı ya da kaçıklığı sese yol açabilir. Diğer taraftan bu özel diferansiyeller özel yağ kullanmayı gerektirir ve uygun yağ kullanılmadığı zaman ses yaparlar. Daha doğrusu kaçırma yaparak seslere neden olabilirler.

2. Atlamalı tıkırtı sesleri: Ayna ya da mahruti dişlilerinin birindeki diş kırıklığı böyle seslere yol açar. Dişlilerin sökülmesi ile durum hemen açıklığa çıkarılabilir. Eğer kırık sadece küçük bir çapak şeklinde ise dişliyi değiştirmeye gerek yoktur. Çapaklı yer gaz taşı ile düzeltilerek kullanılabilir. Fakat diş kopması şeklindeki kırıklarda ilgili dişliyi değiştirmek lâzım gelir.

3. Boşluktan doğan sesler: Diferansiyel ayna dişlisinin mahruti ile kavraşması belirli bir boşluğu gerektirir. Boşluğun fazla olması halinde küt-küt sesleri gelir. Boşluğun fazla

olup olmadığını anlamak için diferansiyelin sökülmesi gerekmez. Bunun için aracı bir liftin üzerine kaldırınız ve tekerin birini kilitleyiniz. Karşı taraftaki tekeri, döndürerek boşluğun tamamen alındığı yeri tespit ediniz. Tekerin ortasından 30 cm. uzaklıkta lâstik üzerine tebeşirle bir işaret koyunuz. Tekeri aksi yönde döndürmeye başlayınız. Tekrar boşluk alınıncaya kadar döndüren ve boşluğun tamamen alındığı noktayı işaretleyiniz, iki işaret arasında 2.5 cm den daha fazla bir mesafe farkı olmamalıdır. Eğer fazla bir fark varsa ayna-mahruti arasındaki boşluk fazladır ve boşluk ayarının yapılması lazımdır.





Şekil 5.12. Boşluktan doğan seslerin giderilmesi

4. Dönüşlerde ve kaba yollarda duyulan sesler: Boşluktan doğduğu belirtilen seslerin benzeri, küt-küt şeklindeki vuruntular dönüşlerde ve kaba yollar üzerinde seyrederken işitilirse aksların eksenel gezintisinin fazlalığından şüphe edilebilir. Durumun tespiti için araç sehpaya alınır ve arka akslar ileri-geri oynatılarak eksenel boşluğu kontrol edilir. Hissedilen boşluğun ve gezintinin giderilmesi için aks dişlilerinin arkasındaki dayanma pullarının değiştirilmesi gerekir.

5. Hafif titreşimle birlikte duyulan öğütme sesi: Teker yataklarının arızalanması ile kendisini gösteren bir sestir. Ancak, hem ön teker bilyelerinden hemde arka aks bilyelerinden kaynaklanabilir. Bu nedenle yerinin tam tespiti gerekir. Aracı pürüzsüz bir yolda sürerken, sağa-sola direksiyonu döndürerek hangi taraftan sesin geldiğini saptayınız, önden ya da arkadan geldiğini tespit tamamen tecrübelere dayanır. Tecrübeli bir şoför ve aracın sesine alışık olan kimse sesin önden yada arkadan geldiğini söyleyebilir. Bundan sonra ilgili aks sökülerek buranın durumu incelenir. Bilyeli

yatağın el içinde döndürülmesi ile durumu rahatlıkla açıklığa kavuşturulur. Arızalı bilyeler değişir.

6. Yüksek frekanslı vınlama sesi: Bu tür sesler daha çok beraber çalışan ve fakat iyi hizalanamamış, kaçık olarak kavraşan dişlilerden gelebilir. Özellikle konik dişlilerde diş derinliklerinin yeterli olması, daha doğrusu dişlerin yeter derinlikte birbirleriyle kavraşması gerekir. Bu miktarın ne kadar olacağı söylenemez. Ancak yapımcılar belirli bir diş temasına izin verirler. Takılma ve ayar sırasında bu uyumun sağlanması gerekir. Diferansiyel ayarlarının yapımcıları tarafından verilen kataloglara göre yapılması, verilen değerlere uyulması diferansiyelin çalışmasını rahatlattırır. Bazı yapımcılar ayna ile mahruti arasındaki uyumun sağlanması için üzerlerine işaret koymuşlardır. Dişliler genellikle takım halinde yapılırlar ve işaretlenirler. Dişlileri sökerken bu işaretlere dikkat etmek ve takılma sırasında işaretleri karşılaştırmak lâzımdır. Birebirleriyle uyum içinde olmayan ayna-mahruti dişlileri ses yaparlar.

5.18. KAYMA YAPMAYAN DİFERANSİYELİN KONTROLÜ

Kayma yapmayan diferansiyele ait kavramanın kaçırıp kaçırmadığını kontrol etmek için tork metre kullanılır. Vites boşa alınır, aracın tekerlekleri yerden kesilecek kadar kaldırılır ve tekerin biri sökülür. Sökülen teker, diğerinin altına konularak dönmesi engellenir. Tork metre ile sökülen tekerin aksı döndürülmeye çalışılır Aksın döndürülebilmesi için gereken tork tespit edilir. Bu değer katalogda verilen değer kadar olmalıdır. Bu, takriben 5-6 kg. m (40 lb.ft) kadardır. Kavrama kaçırıyorsa onarılmalıdır.

5.19. DİFERANSİYELLERİN BAKIMI

Arka akslar ve diferansiyellerde yapılacak kontrol ve ayarlar aşağıdaki gibi bir liste oluşturur.

a) Aksların eksenel gezintisi ve ayarı

b) Ayna dişlisinde çarpıklık ve yalpa kontrolü

c) Mahruti dişlisinin yataklarında ön yüklenme yada sıkılık ayarı

d) Diferansiyel dişli kutusunun yataklarında ön yüklenme ve sıkılık ayarı

e) Ayna-mahruti boşluk ayarı

f) Ayna-mahruti diş teması yada temas izi kontrolü ve ayarı

5.20. AKSLARDA EKSENEL GEZİNTİ

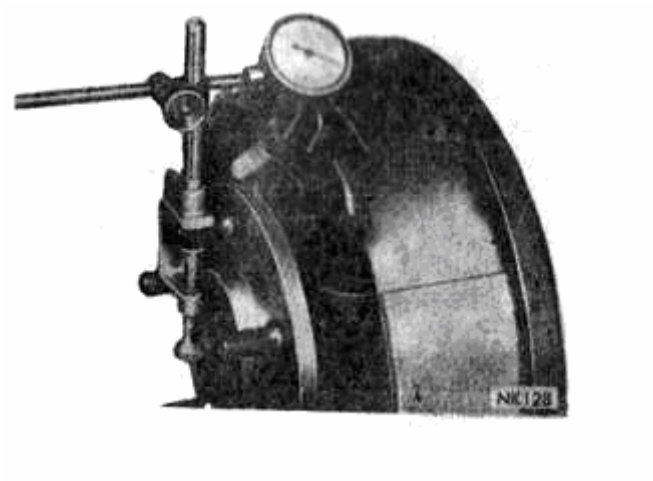
Aksların eksenel gezintisini kontrol ederken her iki arka tekerin yerden kesilecek kadar kaldırılması lâzımdır,

1. Bir komparatörü Şekil 5.12. de görüldüğü gibi sol teker aksının flanşına bağlayınız. Eğer varsa, aks gezinti ayar somununu döndürmek suretiyle aksın eksenel gezintisini sıfırlayınız. Sıfır noktasından itibaren ayar somununu takriben dört kertik geri alınız ve böylece 0, 2-0, 3 mm (0.008-0.012) lik bir gezinti sağlayınız.

2. Plâstik bir çekiçle aks başına vurup sağ aksın ayar somununa dayanmasını sağlayınız. Aksı bir kaç tur, döndürerek gerçek gezintiyi tespit ediniz.

3. Ayarlayıcının kilidini takın ve eğer kilit ayarlayıcının kertiği ile karşılaşmazsa ayarlayıcıyı hafifçe döndürerek karşılaştırınız.

4. Aksın eksenel gezintisini tekrar kontrol ediniz. Eğer 0, 2 0, 3 mm (0.008-12") arasında değilse ayarı yeniden yapınız.



Şekil 5.13. Aks Eksenel Gezintisinin Kontrolü

Bazılarında eksenel gezinti simlerle ayarlanır. Ayarın yapılabilmesi için mutlaka tekerin ve fren kampanasının sökülmesi gerekir.

5.21. AYNA DİŞLİSİNİN KONTROLÜ

Diferansiyel dişli kutusunun sökülüp takılması gerektiği zaman, arka köprü açılmışken, ayna dişli kontrol edilir. Genel revizyonlarda, ayna sökülüp yerine takıldıktan sonra ya da yeni ayna dişlisi kullanıldığı zaman kontrol yapılmalıdır. Çünkü ayna

dişlisinin kendisinde herhangi bir çarpıklık ve bozukluk bulunmasa bile aynanın üzerine sabit edildiği kutunun flanş kısmı bozuk olabilir.

Genel olarak ayna ile mahruti arasındaki boşluk 0,1-0,2 mm (0.004-0.009") arasında değişir. Eğer ölçülen boşluk bu değerlerin dışında kalırsa simlerle gereken ayar yapılır. Bazı diferansiyellerde dişli kutusu yataklarının sıkılık ayarı ile ayna-mahruti arasındaki boşluk miktarı şimlerle değil yatak zarflarının arka tarafına yerleştirilen özel ayar somunları ile yapılır.

5.22. AYNA-MAHRUTİ ARASINDAKİ DİŞ TEMASI İZİ AYARI

Ayna ile mahruti dişlilerinin dişleri arasındaki temas şekli ve uyumluluk, yapılan diğer ayarlar hakkında da fikir verir. Diş temasının istenilen şekilde olması lâzımdır. Yoksa diferansiyel ayna ve mahruti dişlileri erken aşınır ve şüphesiz pahalı bir onarım ortaya çıkar.

Diş temas ayarının kontrolü için öncelikle dişlerin birebirleriyle olan temas şekillerinin tespit edilmesi lâzımdır. Bunun için de ayna ile mahruti dişlerine ya sülyen ya da başka bir renkli madde sürülür. Bu amaçla Prusya mavisi de kullanılmakla beraber net sonuç almak için en uygunu sülyendir. Sülyen üç dört dişi kapsayacak şekilde ve dört ayrı noktaya sürülmelidir. Ayna dişli her iki yönde tam bir tur döndürülür. Dişlerin birbirine tam oturabilmesi için ayna dişlisinin döndürülmesi sırasında bir büyük tornavida ya da levye aracılığı ile baskı kuvveti uygulanır, yani ayna-mahrutiye doğru bastırılarak döndürülür.

BÖLÜM 6

6.1. OTOMATİK TRANSMİSYONLAR

Giriş ve Temel Yapı

Vites değişiminin daha kolay sağlanması amacıyla otomatik transmisyonlar geliştirilip, üretilmeye başlanmıştır. Temel yapısı aşağıdaki kısımlardan oluşur:

a) Motordan transmisyona gücün ve hareketin iletilmesini sağlayan bir hidrolik kavrama veya tork konvertörü.

b) İstenen ve tespit edilen vites sayısını sağlamak üzere mekaniki yapıda toplanan planet dişli grupları ile miller.

c) Planet dişli grupları üzerinden istenen ileri ve geri vitesleri sağlamak için gereken frenleme bantları ile çok diskli kavramalar.

d) Bantları ve kavramaları çalıştırabilmek için kullanılan servo ve hidrolik silindir mekanizmaları.

e) Bantların ve kavramaların çalıştırılmasında gereken hidrolik basınçları oluşturmak için yağ pompaları.

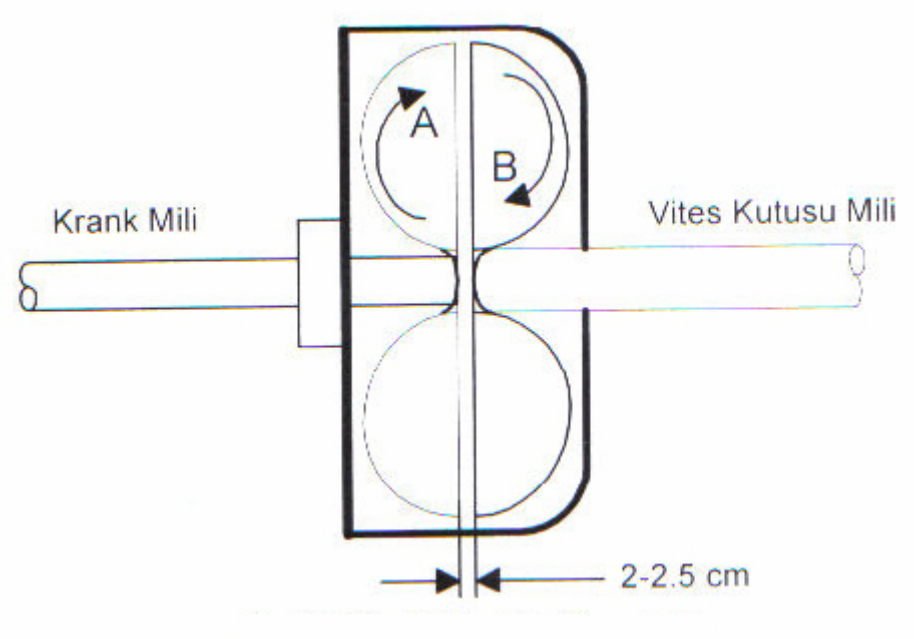
f) Hidrolik devreyi meydana getiren kontrol elemanları, supaplar. Bunlar basınç kontrol, basınç düzenleme ve vites değiştirme için kullanılan çeşitli supaplardır.

g) Hidrolik devrede dolaşan yağı soğutmak için kullanılan soğutma devresi.

h) Şoföre vites değişimini ve genel olarak aracın sürüşünü kendi kontrolü altında bulundurmayı sağlayan elle kontrol düzeni, daha doğrusu elle vites değiştirme mekanizması.

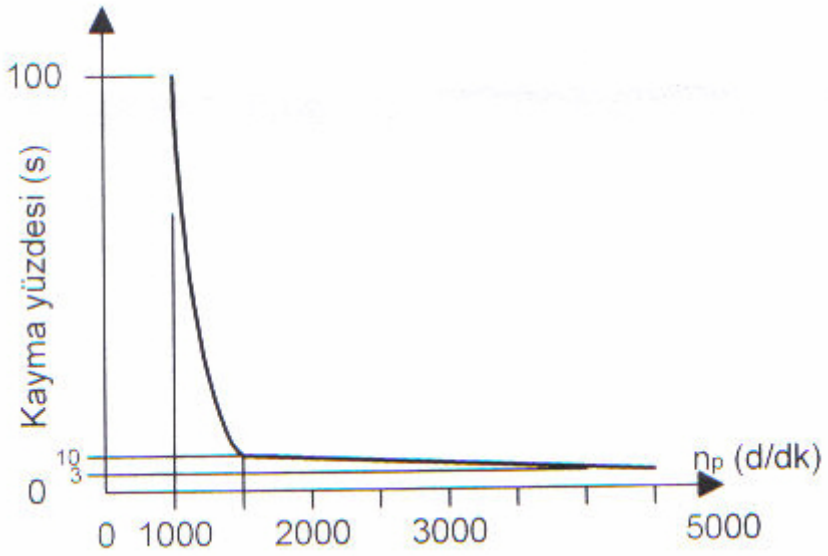
6.2. HİDROLİK KAVRAMA

Şekil 6.1 de görüldüğü gibi bir hidrolik kavramanın parçaları görülmektedir. Burada A pompayı B ise Türbini temsil etmektedir. Hidrolik kavramalarda iç kısım tamamen hidrolik ile doldurulur ve yaklaşık olarak %10-15 hava boşluğu vardır. Krank mili Pompaya, vites kutusu giriş mili ise türbine bağlıdır. Hareket iletimi esnasında %10'luk bir kayma türbinde olabilir. Hareket iletimi 350-850 d\dk civarında başlar ve 1500 d\dk civarında ise yağın sağlamış olduğu kinetik enerji türbine geçer.



Şekil 6.1. Hidrolik kavrama

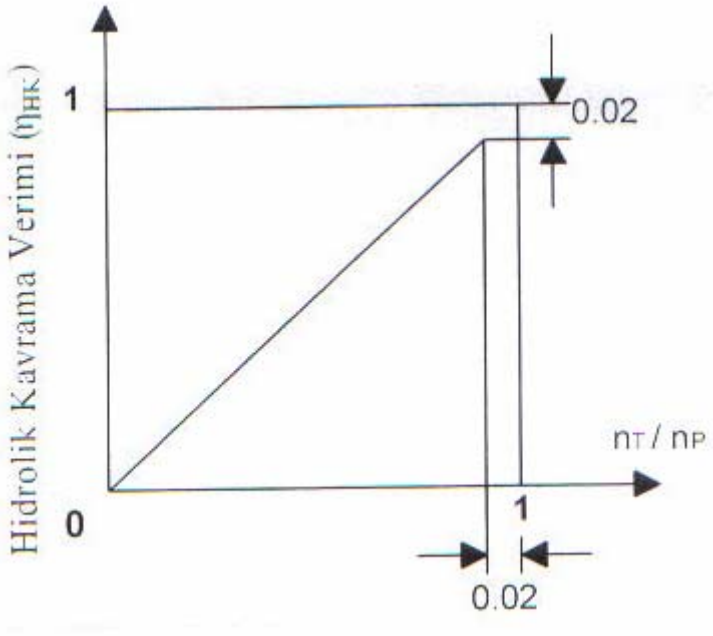
Şekil 6.2. deki grafik pompa devrine göre kayma yüzdesini vermektedir. Buna göre rölantide kayma oranı %100 dür, dolayısı ile sürtünmeden doğan ısı fazladır. Pompa devrinin biraz artması ile kayma aniden azalır ve devir artmaya devam ettikçe de azalma yavaşlayarak devam eder ama asla sıfır olmaz.



Şekil 6.2. Kaymanın devirle değişimi

Şekil 6.3. deki grafik ise Türbin devrinin Pompa devrine oranının kavrama verimi ile olan ilişkisi gösterilmiştir. Burada kavrama veriminin %2 olduğu gösterilmektedir. Hidrolik kavramalarda motor freninden yararlanılamaz. Hidrolik kavramalarda Pompa

momenti (M_p) türbin momentine (M_t) eşittir, dolayısı ile de verim devir oranlarına bağlı olarak değişir.



Şekil 6.3. Verimin devir oranı ile değişimi

Hidrolik kavrmalarda verim;

$$\eta_{HK} = \frac{P_ç}{P_g} = \frac{P_T}{P_P} = \frac{\frac{M_T \cdot n_T}{9549}}{\frac{M_P \cdot n_P}{9549}} = \frac{M_T \cdot n_T}{M_P \cdot n_P} = \frac{n_T}{n_P}$$

Hidrolik kavramalarda kayma ise;

$$s = \frac{n_P - n_T}{n_P} = 1 - \frac{n_T}{n_P} = 1 - \eta_{HK}$$ 'dır.

Buradan $\eta_{HK} = 1 - s = \frac{n_T}{n_P}$ bulunur.

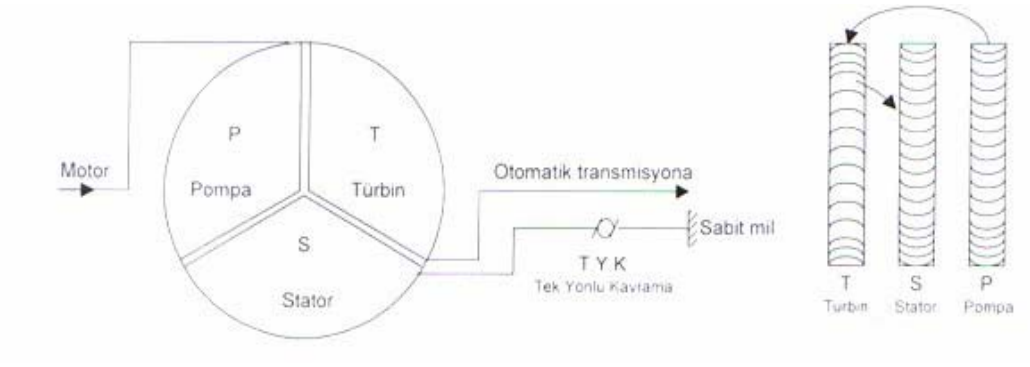
Örnek Problem 6.1. Motor devri 3000d/d olan bir taşıtta hidrolik kavrama %3 kayma ile çalışıyorsa, hidrolik kavramanın verimini ve türbin devrini bulunuz?

$$\eta_{HK} = 1 - 0{,}03 = 0{,}97$$

$$n_T = n_P \cdot \eta_{HK} = 3000 \cdot 0{,}97 = 2910 d/d$$

Hidrolik kavramaların stator veya statorlar aracılığı ile pompadan türbine akan yağın akış yönünü değiştirerek kanatlara daha etkili çarpmasını sağlayan daha fazla güç kazandırmasına sebep olan sistemlere tork konvertör denir.

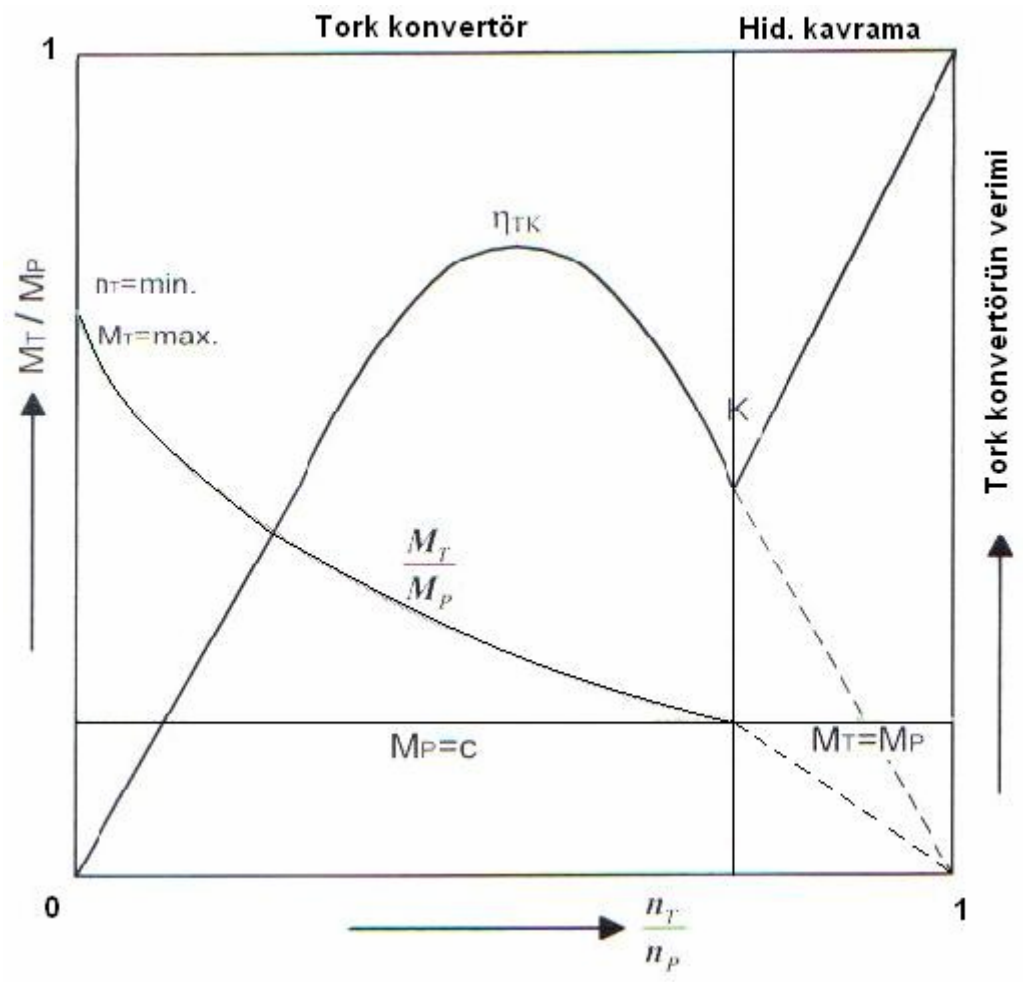
a) 3 Elemanlı Tork Konvertörler



Şekil 6.4. Üç elemanlı tork konvertör

Şekil 6.4.' de bir tork konvertör şematik olarak gösterilmektedir. Normal hidrolik kavramadan tek farkı STATORDUR. Stator, yağın sahip olduğu ısı enerjisini, akışa yön vererek pompaya gönderir ve dolayısı ile de fazla ısınması önlenmiş olur. Pompaya daha hızlı yağ akışı sağlanacağından momenti arttırır. Devir arttıkça stator ortada boşta kalacak ve normal hidrolik kavrama konumuna gelecektir.

Şekil 6.5. de 3 elemanlı bir tork konvertörün verimindeki değişikliğin türbin ile pompanın tork ve devir oranları arasındaki ilişki görülmektedir. Tork konvertörün tüm parçaları dururken verimi sıfırdır. Türbin ile pompanın devirleri arasındaki oran arttıkça verimi de artmaktadır. Aynı zamanda türbinin devri minimumdan maksimuma çıkarken torkuda maksimumdan minimuma inmeye başlar. Türbin ile pompanın devir oranları arttıkça verim maksimuma ulaşır. Belli bir orandan sonra artık verim azalmaya başlar çünkü devirler arası moment iletimi azalmaktadır. Yine belli bir devir oranından sonra (K noktası) artık tork konvertörün etkisi kalmaz ve sistem artık normal hidrolik kavrama gibi çalışmaya başlar. Artık bu noktadan sonra pompa ile türbin momentleri eşittir.



Şekil 6.5. Tork konvertörde türbin ile pompanın moment ve devir oranlarının verimi ile ilişkisi

Bir tork konverterin verim ifadesi; $\eta_{TK} = \frac{P_{Türbin}}{P_{Pompa}} = \frac{M_T \cdot n_T}{M_P \cdot n_P}$ dir.

Hız oranı $r_n = \frac{n_T}{n_p}$ ve *tork oranı* $r_M = \frac{M_T}{M_p}$ olduğundan verim ifadesi;

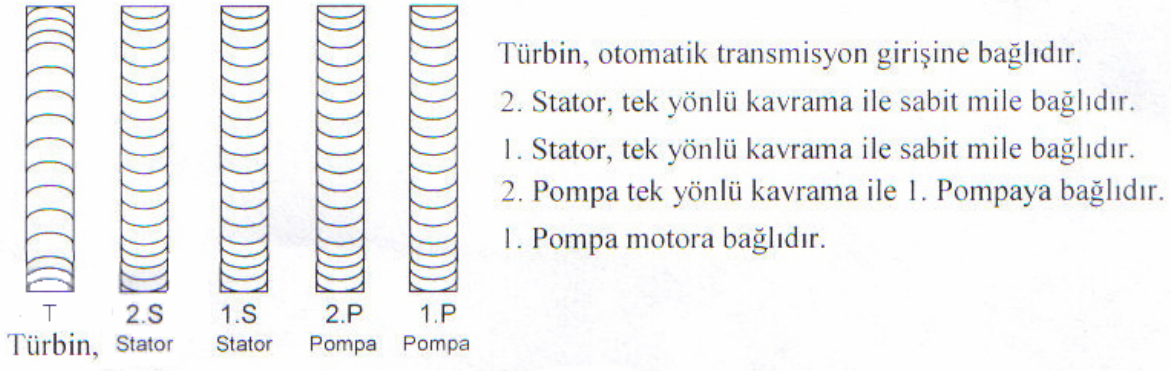
$\eta_{HK} = r_n \cdot r_M$ şeklinde elde edilir.

Örnek Problem 6.2. Bir tork konvertörde 2,7'lik moment artışı türbin pompa devir oranının %32 olduğu hızda elde edildiğine göre bu durumda tork konvertörün verimi nedir?

$$\eta_{TK} = \frac{M_T \cdot n_T}{M_P \cdot n_P} = 2{,}7 \cdot 0{,}32 = 0{,}864$$

b)5 Elemanlı Tork Konvertör

Beş elemanlı bir tork konvertörün şematik resmi aşağıda gösterilmiştir, bu tork konvertörün çalışma grafiği ise çalışması ile birlikte Şekil 6.6. de sunulmuştur.

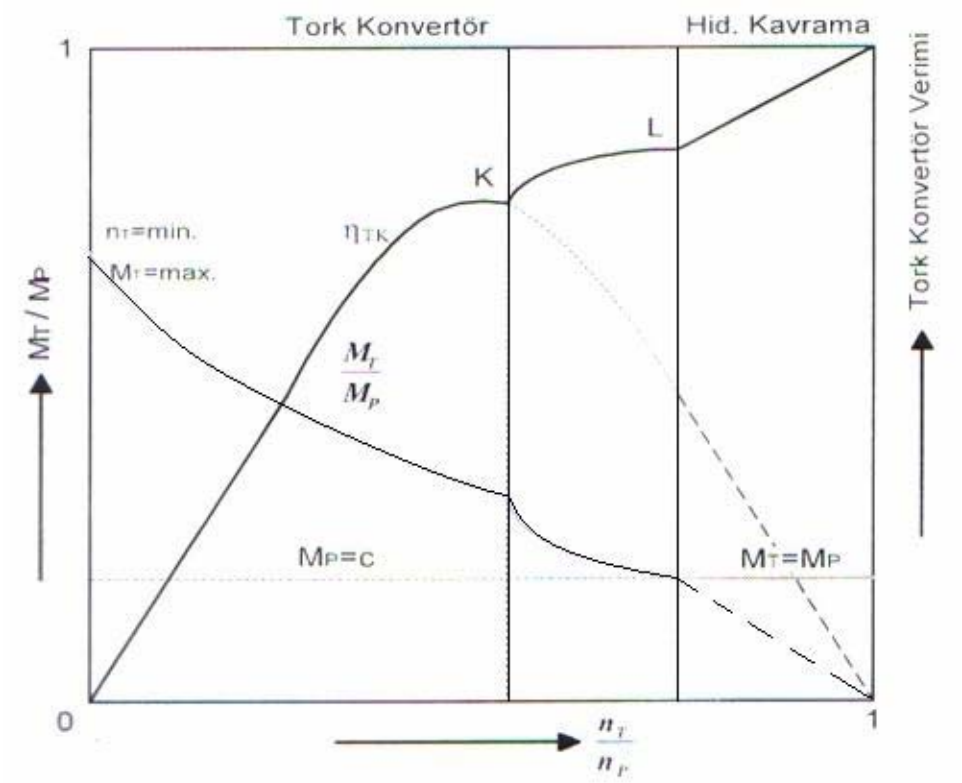


Şekil 6.6. Beş elemanlı tork konvertör

Tam yüklü durumu: Taşıt yüklü iken harekete geçme esnasında veya yokuş yukarı çıkma zamanlarında maksimum torka ihtiyaç duyar. 1. pompadan türbine gelen akışkan türbini terk ederken yağın akış açısı 2. Stator ve 1. Stator tarafından değiştirilir. Böylece akışkan dönüş yönünde statorları terk eder. Bu çalışma durumunda her iki statorda tek yönlü kavramalar ile kilitlenmiş durumdadır. Bu esnada moment artışı 2,2 ye kadar yükselir. Bu çalışma durumunda 2. Pompanın bir fonksiyonu yoktur, çünkü tek yönlü kavrama ile serbest dönüşe bırakılmıştır. 2. Pompa devri 1.Pompa devrinden mutlaka fazla olmalıdır değilse sistem kilitlenir.

Orta yük hafif ivme durumu: Orta yük altında türbin hızlanarak 1.Pompa devrine yaklaşır. Bu çalışma durumunda türbin kanatlarını terk eden akışkanın yönünü değişip 2. Statoru serbest duruma geçirecektir. Bu durumda 1. Stator hala kilitli durumdadır. Görevi bu şartlardaki akışkanın yönünde hafif bir değişim meydana getirmektir. Statoru terk eden akışkan artık 2. Pompayı döndürmeyip kilitleyecektir. Böylece 2. Pompa akışkana ileri doğru bir hareket vererek 1. Pompaya yardımcı olacaktır.

Hafif yük sabit hız durumu: Bu şartlarda tork konvertör artık bir hidrolik kavrama gibi çalışır. Pompa ve türbin devirleri birbirine yakındır. 1.Stator ve 2.Stator çözülmüş (serbest) durumdadır.



Şekil 6.7. Tork konvertörde motorun yük durumuna göre türbin ile pompanın tork ve devir oranlarının verimi ile ilişkisi

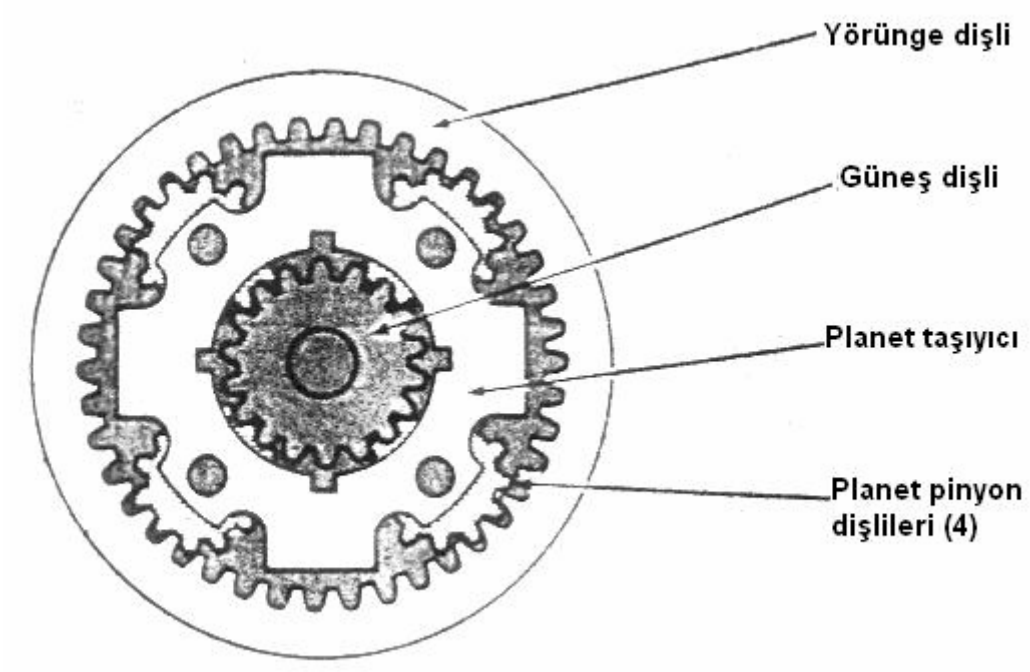
6.3. PLANET DİŞLİ SİSTEMLERİ

6.3.1. Planet Dişli Sistemi Üstünlükleri:

1. Sessiz çalışırlar.
2. Bir planet dişli sistemi ile çeşitli hareketler sağlanır.
3. Yüksek moment artışı sağlar.
4. Kapladıkları yer küçüktür.
5. Sürücüye kullanımda kolaylık sağlar.
6. Aracın aynı viteste değişik hız ve momentte hareketini sağlar.
7. Hızlı gitmek için gaz pedalına sonuna kadar basmaya gerek yoktur.
8. Gaz pedalına fazla basılmadığından yakıtta ekonomiklik sağlar.

6.3.2. Planet Dişli Sistemlerinin Otomobilde Uygulanması

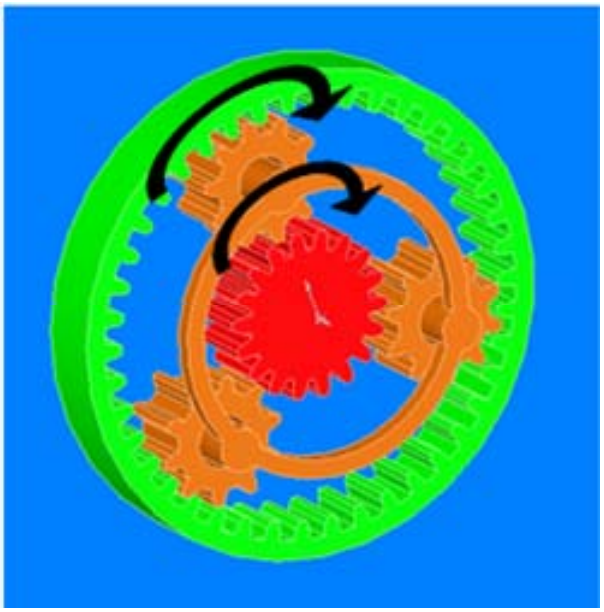
Otomobillerde uygulanmasına başlanan planet dişli düzenlerinin tertibatı Şekil 6.8.'da gözükmektedir. Bu dişli düzeneğinde merkezde bulunan dişli güneş dişli çevresindeki içten dişli olan yörünge dişlisi ile kavraşır. Güneş dişli ile hareket iletimi sağlayan dişlilere planet dişlisi ve bu dişlinin üzerinde bulunduğu sisteme de planet taşıyıcısı denir.



Şekil 6.8. Planet dişli sistemi

6.3.3. Planet Dişli Sistemi Hareket Geçiş Şekilleri

1. Durum: Güneş dişli sabit taşıyıcı motor tarafından döndürülüyor. Yörünge dişlisi planet dişlisi tarafından aynı yönde döndürülecektir. Yörünge dişlisi kendine hareket veren dişliden daha yüksek devirde döner. Tork azalır hız artar.(Şekil 6.9.)



$$i = \frac{z_Y}{z_Y + z_G}$$

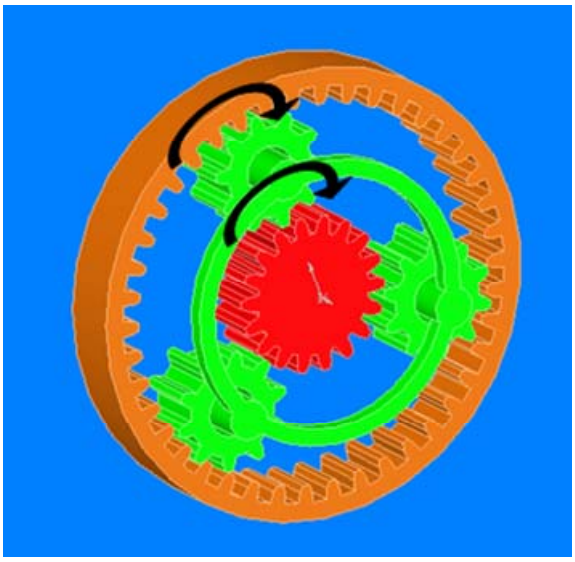
Burada;

z_Y= Yörünge dişlinin diş sayısı

z_G= Güneş dişlinin diş sayısıdır.

Şekil 6.9. Planet dişli sistemindeki 1. hareket geçişi

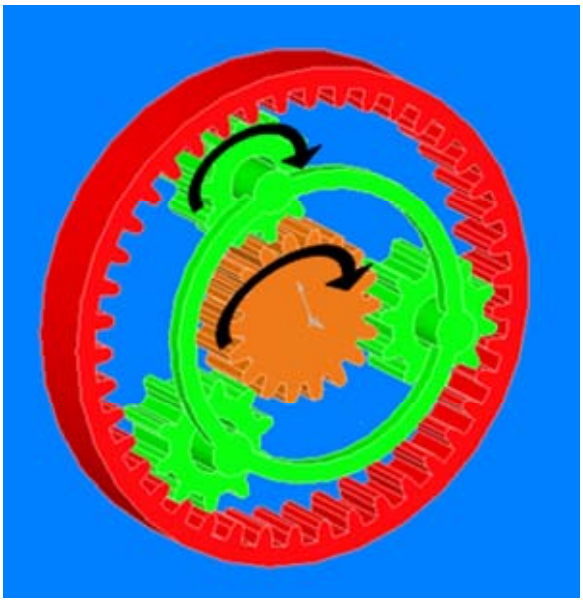
2. Durum: Güneş dişli sabit hareket yörünge dişlisinden verilir, taşıyıcıdan alınırsa 1. durumdaki hareketin tersi bir durum ortaya çıkar. Dönüş yönleri aynıdır alınan devir verilen devirden düşük olur. Bu eğer bir vites olarak kabul edilirse vites küçültülmüş olur. Tork artar, hız azalır.(Şekil 6.10.)



$$i = \frac{z_Y + z_G}{z_Y}$$

Şekil 6.10. Planet dişli sistemindeki 2. hareket geçişi

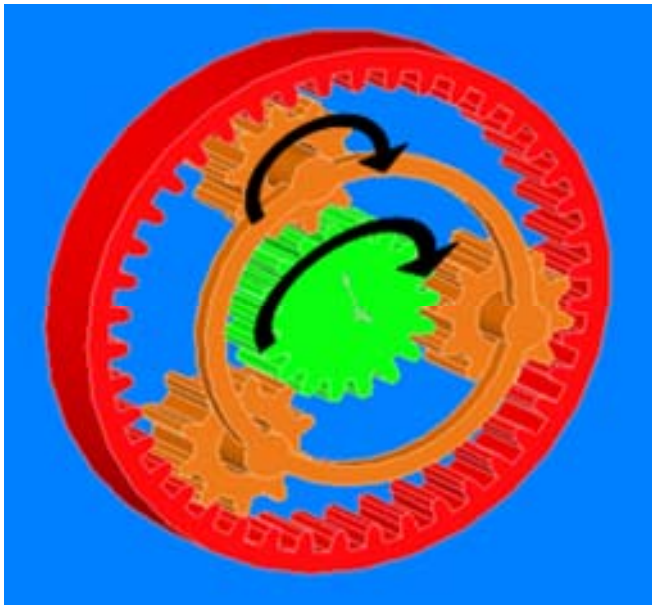
3. Durum: Yörünge dişli sabit hareket güneş dişliden verilip taşıyıcıdan alınırsa taşıyıcının yönü ile güneş dişlinin yönü aynı kalır vites olarak düşünülürse ileri vites durumu sağlanır. Hız azalır tork artar.(Şekil 6.11.)



$$i = \frac{z_Y + z_G}{z_G}$$

Şekil 6.11. Planet dişli sistemindeki 3. hareket geçişi

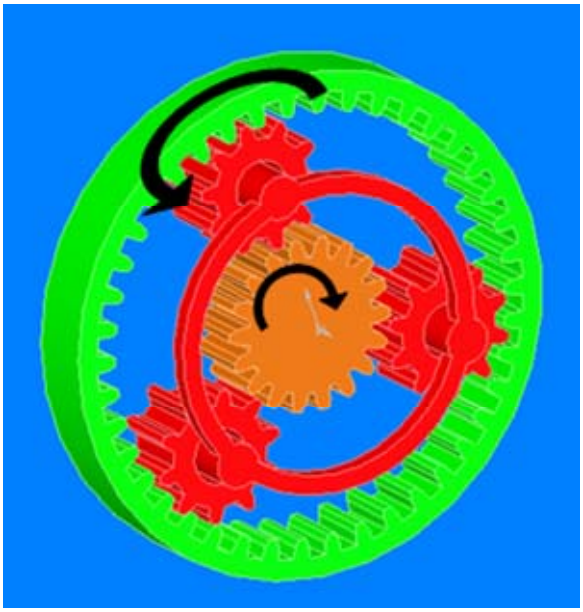
4. Durum: Yörünge dişlisi sabit hareket taşıyıcıdan verilir güneş dişliden alınırsa güneş dişlinin yönü taşıyıcının yönü ile olacaktır. Bu neden ile yine bir ileri vites sağlanmış olur. Hareket iletim oranı ise birinci durumun tam tersidir. Hız artar tork azalır.(Şekil 6.12.)



$$i = \frac{z_G}{z_Y + z_G}$$

Şekil 6.12. Planet dişli sistemindeki 4. hareket geçişi

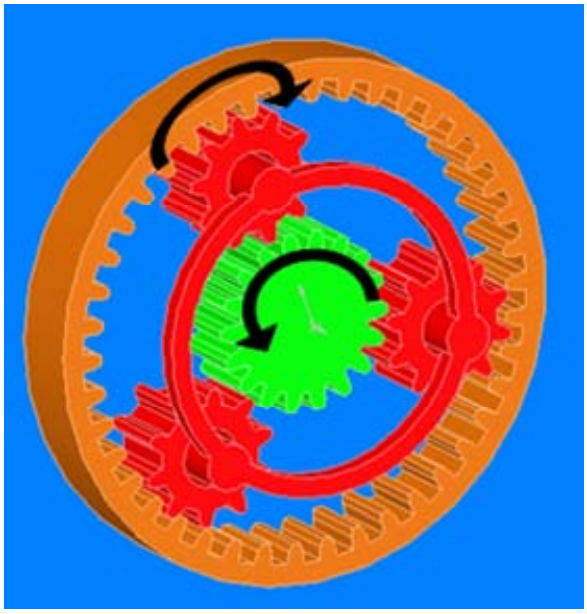
5. Durum: Taşıyıcı sabit tutulup hareket güneş dişliden verilir yörüngeden alınır. Yani alınan hareket ters yöndedir. Vites olarak geri vites durumudur. Hız azalır tork artar.(Şekil 6.13.)



$$i = \frac{z_Y}{z_G}$$

Şekil 6.13. Planet dişli sistemindeki 5. hareket geçişi

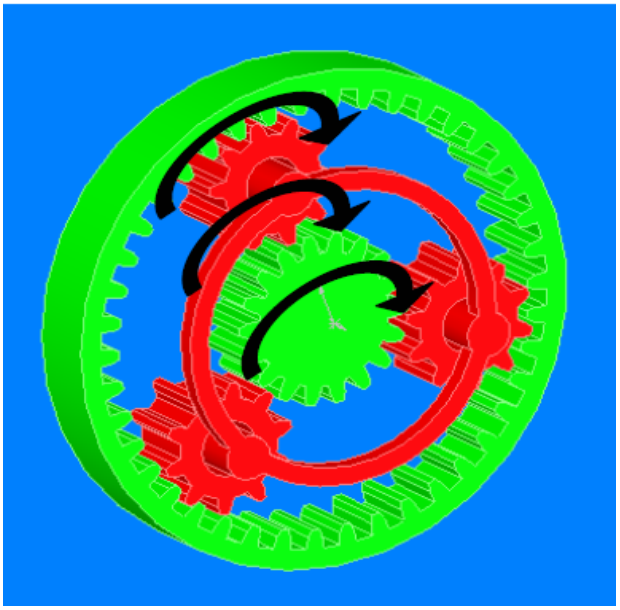
6. Durum: Taşıyıcı sabit tutulup hareket yörüngeden verilir ve güneş dişliden alınırsa yön olarak giriş milinin tersine bir hareket oluşur. Devir olarak ise 5. durumun tersi bir durumdur. Tork azalır hız artar. Hareketin yönü değiştirilerek ileri vites olarak kullanılacağı gibi aracın geri geri hızlı gitmesini de sağlar. (Şekil 6.14.)



$$i = \frac{z_G}{z_Y}$$

Şekil 6.14. Planet dişli sistemindeki 6. hareket geçişi

7. Durum: İki elemana aynı ayda hareket verilirse veya iki eleman birbirine bağlanırsa sistem kilitlenir ve hareket 1/1 oranında geçer. (Şekil 6.15.)

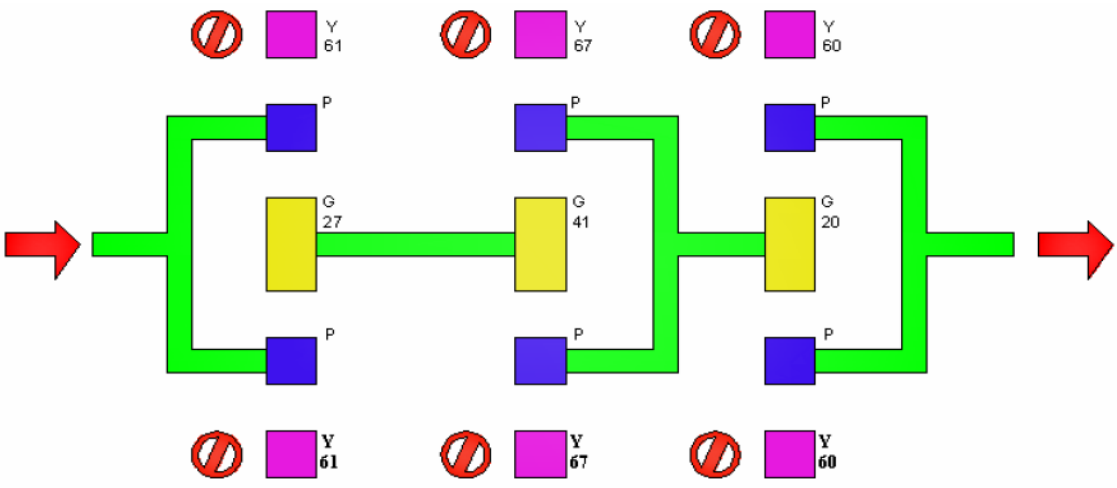


$$i = 1$$

Şekil 6.15. Planet dişli sistemindeki 7. hareket geçişi

Örnek Problem 6.3. 4000 d/d giriş hızı olan 5 ileri bir otomatik transmisyonun her vitesteki çıkış hızını hareket iletimlerini takip ederek hesaplayalım.

1. Vites

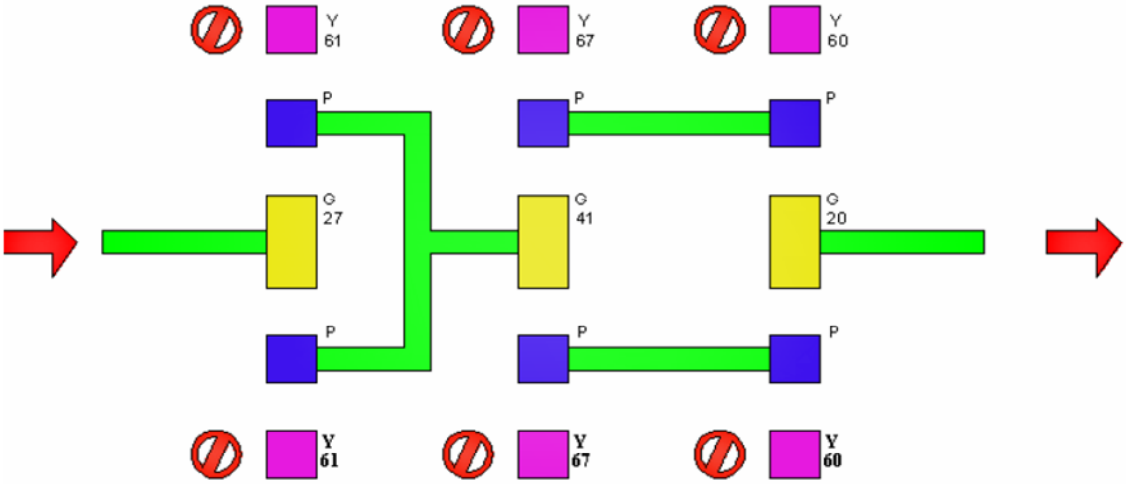


Şekil 6.16. Birinci vites hareket iletimi

$$i_1 = \frac{z_G}{z_Y + z_G} \cdot \frac{z_Y + z_G}{z_G} \cdot \frac{z_Y + z_G}{z_G} = \frac{27}{61+27} \cdot \frac{67+41}{41} \cdot \frac{60+20}{20} = 3{,}2328$$

$$n_ç = \frac{n_e}{i_1} = \frac{4000}{3{,}2328} = 1237{,}3 d/d$$

2. Vites

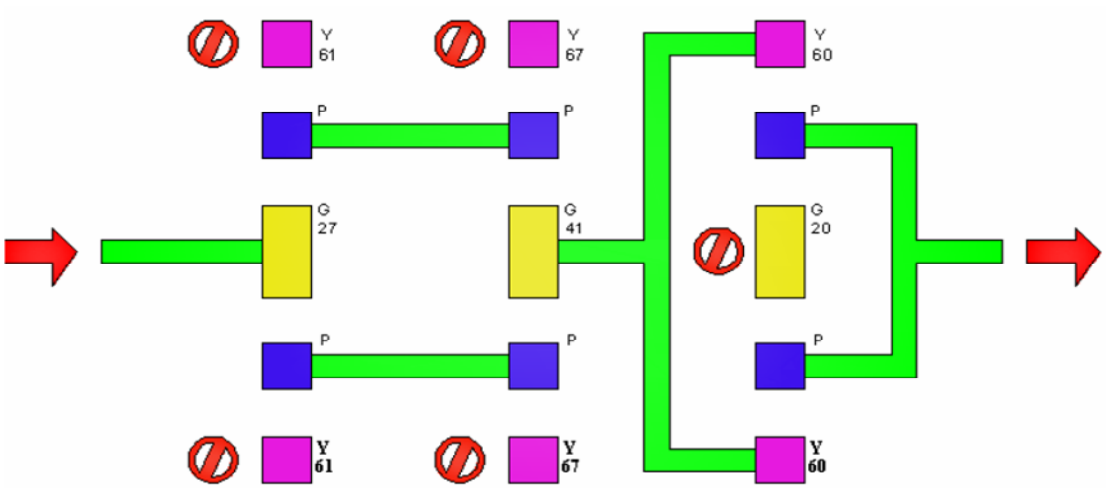


Şekil 6.17. İkinci vites hareket iletimi

$$i_2 = \frac{z_Y + z_G}{z_G} \cdot \frac{z_Y + z_G}{z_G} \cdot \frac{z_G}{z_Y + z_G} = \frac{61+27}{27} \cdot \frac{67+41}{41} \cdot \frac{20}{60+20} = 2{,}1463$$

$$n_ç = \frac{n_e}{i_2} = \frac{4000}{2{,}1463} = 1863{,}7 d/d$$

3. Vites

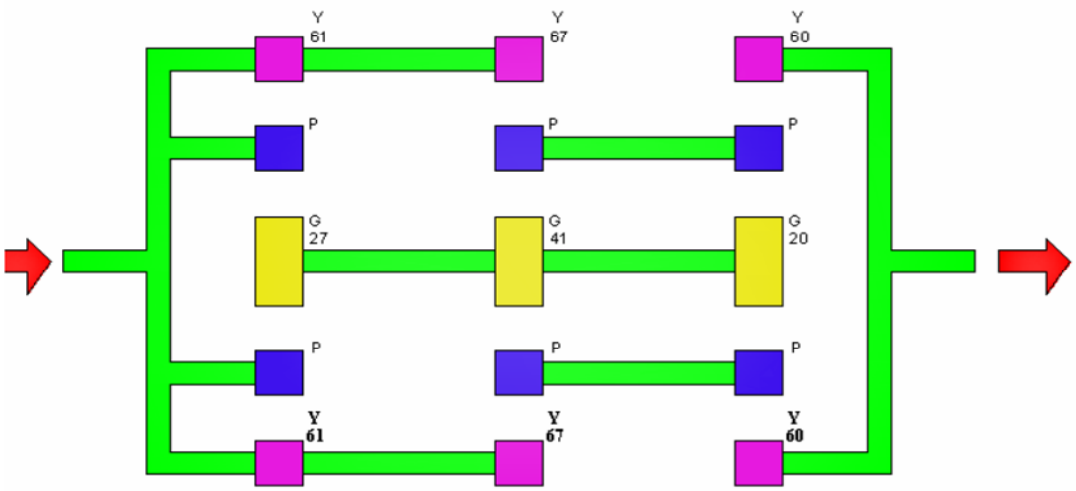


Şekil 6.18. Üçüncü vites hareket iletimi

$$i_3 = \frac{z_Y + z_G}{z_G} \cdot \frac{z_G}{z_Y + z_G} \cdot \frac{z_Y + z_G}{z_Y} = \frac{61+27}{27} \cdot \frac{41}{67+41} \cdot \frac{60+20}{60} = 1{,}6497$$

$$n_ç = \frac{n_e}{i_3} = \frac{4000}{1{,}6497} = 2424{,}7 d/d$$

4. Vites

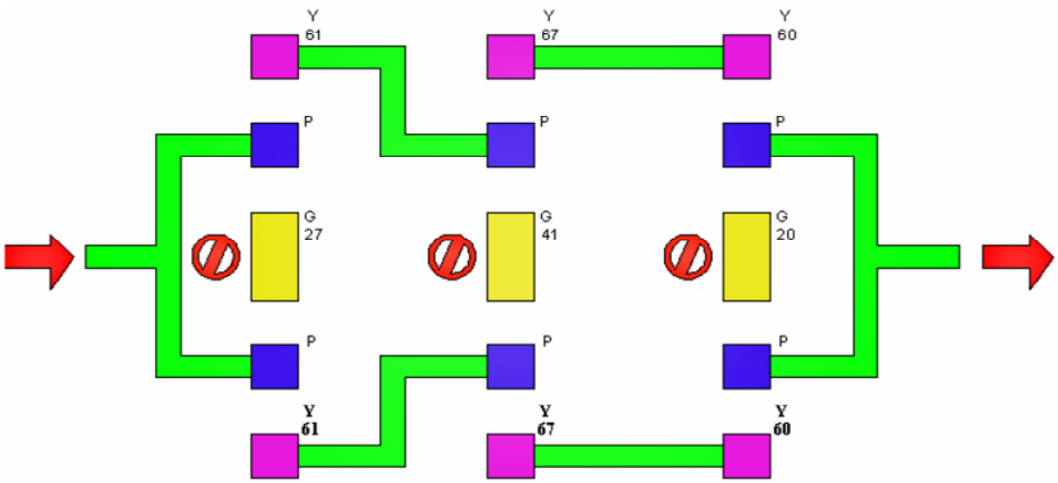


Şekil 6.19. Dördüncü vites hareket iletimi

$$i_4 = 1$$

$$n_ç = \frac{n_e}{i_4} = \frac{4000}{1} = 4000 d/d$$

5. Vites

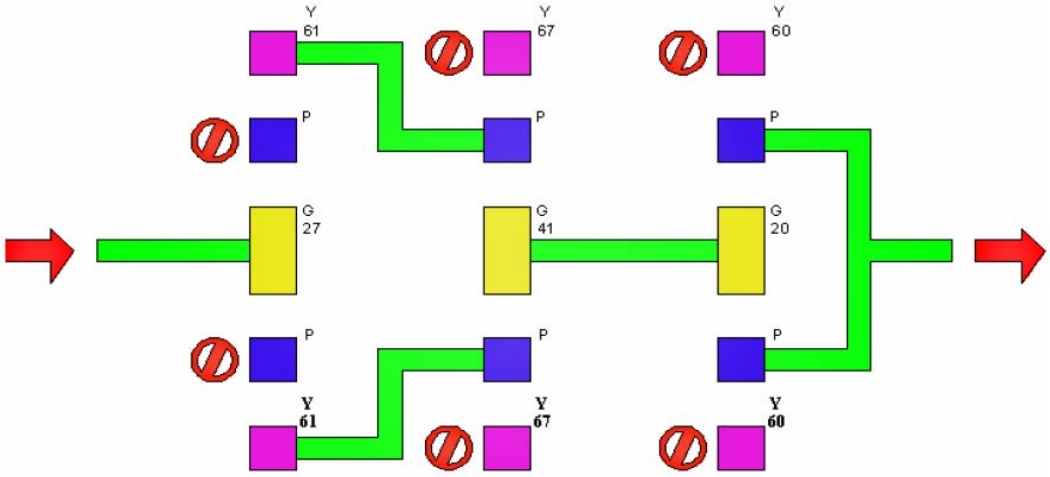


Şekil 6.20. Beşinci vites hareket iletimi

$$i_5 = \frac{z_Y}{z_Y + z_G} \cdot \frac{z_Y}{z_Y + z_G} \cdot \frac{z_Y + z_G}{z_Y} = \frac{61}{61+27} \cdot \frac{67}{67+41} \cdot \frac{60+20}{60} = 0{,}5733$$

$$n_ç = \frac{n_e}{i_5} = \frac{4000}{0{,}5733} = 6977{,}1 d/d$$

Geri vites



Şekil 6.21. Geri vites hareket iletimi

$$i_{geri} = \frac{z_Y}{z_G} \cdot \frac{z_G}{z_Y + z_G} \cdot \frac{z_Y + z_G}{z_G} = \frac{61}{27} \cdot \frac{41}{67+41} \cdot \frac{60+20}{20} = 3{,}4307$$

$$n_ç = \frac{n_e}{i_{geri}} = \frac{4000}{3{,}4307} = 1165{,}9 d/d$$

6.4. OTOMATİK TRANSMİSYONLAR

Motora tork konvertör veya hidrolik kavrama ile bağlanmış olup bir geri olmak üzere 4 ileri vitese kadar vites kademeleri olan otomatik olarak taşıt hızına, gaz kelebeği pozisyonuna bağlı olarak vites büyüten ve küçülten vites kutularıdır. Vites kadranını tuşlu (düğmeli) veya kollu olabilir. Vites kadranındaki harflerin anlamları şöyledir:

P (Park durumu): Bu durumda transmisyon mekanik olarak kilitlenerek vasıtanın ileri ve geri hareketi önlenmiş olur.
R (Reverse, Geri durumu): Vasıtanın geri hareketini temin eder.
N (Nötr, boş durumu): Vasıtanın motorunun ilk harekete geçmesinde kullanılır.
D veya D1 (ileri durumu): Bütün normal yol şartlarında vasıtanın kullanılması vites kadranının D durumunda olması ile yapılır. Otomatik olarak bütün ileri vites durumları büyüyerek veya küçülerek sağlanır.
D2 veya L (düşük vites durumu): Yokuş tırmanma, kumlu, çamurlu, karlı yol şartlarında veya yokuş aşağı inişlerde motor freninden istifade etmek için kullanılır.

Otomatik transmisyonlar iki grupta incelenir:

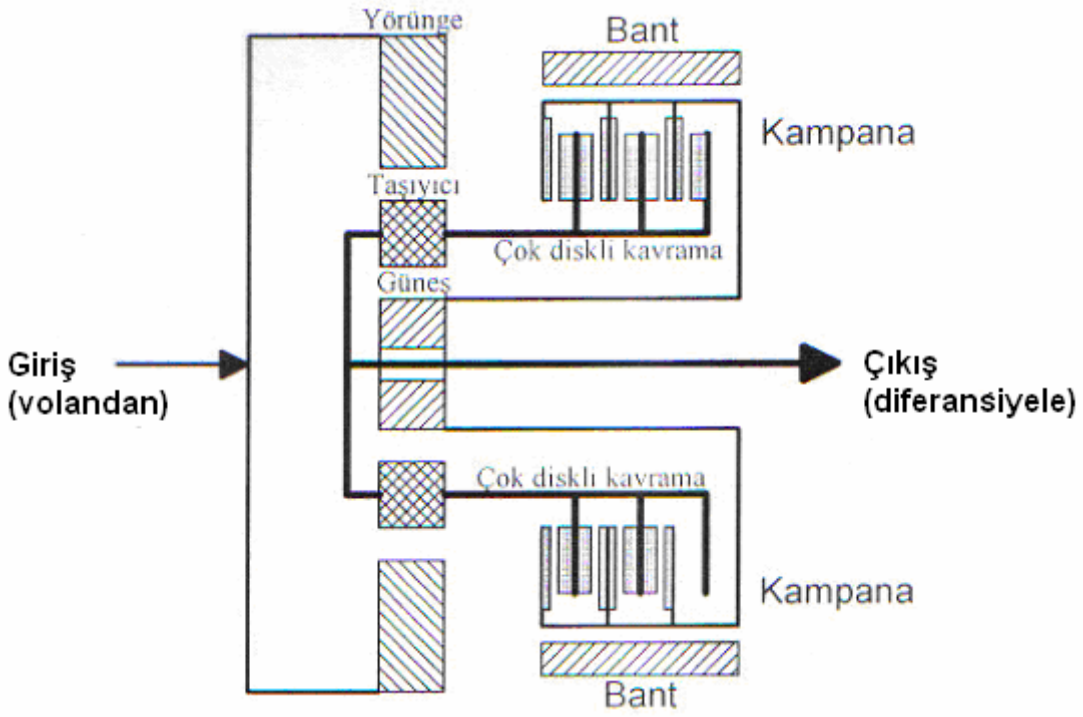
1.Mekanik devre: İki veya üç grup planet dişli sisteminden oluşmuştur. Değişik hareket durumlarında değişik hız ve tork elde edilerek çıkış miline gönderilir.

2.Hidrolik devre: Hidrolik sistemi oluşturan bir takım supaplar hidrolik basıncı ile uyumlu çalışmak sureti ile vites durumlarına göre lüzumlu kavrama ve bantların çalışmasını sağlar.

6.4.1. Mekanik Devre

Şekil 6.22'de basit mekanik devre ile kumanda edilen bir otomatik transmisyon görülmektedir. Bant ve çok diskli kavrama boşta iken sistemdeki taşıyıcılar tekerlekler tarafından sabitlenmiş durumdadırlar. Motordaki hareket yörüngeden gelir ve taşıyıcı dişliler kendi eksenleri etrafında serbestçe dönebildiğinden güneş dişlisini de döndürürler. Fakat bant veya çok diskli kavramalar tatbik edilmediğinden sistem boşta döner. Bant tatbik edilecek olursa kampanayı sabitler, kampana güneş dişlisi ile irtibatlı

olduğundan güneş dişlisi de sabit olacaktır, hareket yörüngeden gelir. Taşıyıcının milleri tekerleğe bağlı olduğundan hareket direk taşıyıcı dişlilerinden tekerlere gider.



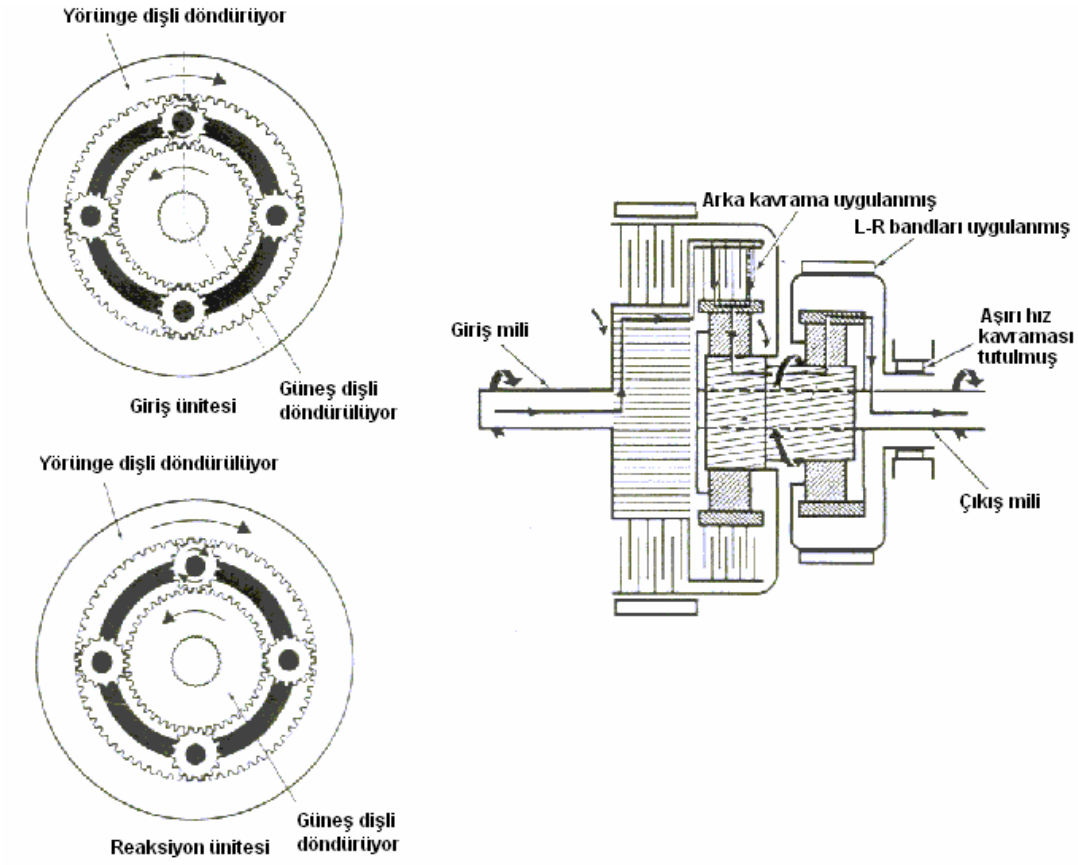
Şekil 6.22. Basit mekanik devre

Çok diskli kavrama tatbik edilirde (bant serbest), hem güneş hem de taşıyıcı dişlileri eşitlenecektir (sabitlenecektir). Hareket yörüngeden gelir hem taşıyıcı hem de güneş birbirleri ile alakalı olduğundan hareket 1/1 oranında tekerleklere iletilecektir.

Planet Dişli Sisteminin Vites Kutusunda Kullanımı

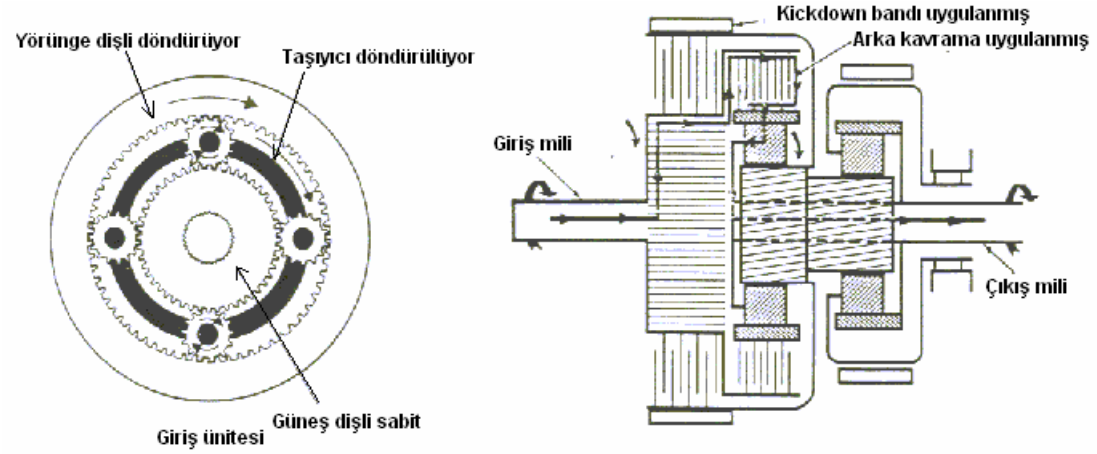
Şekilde iki planet dişli sistemi kullanılmış bir sistem görülmektedir. Bu sistemde iki planet dişli sistemi de hareket iletimine katılır.

Hareket (input shaft) giriş milinden sisteme girerek (rear clutch applied) çok diskli kavramalar ile yörünge dişli döndürülmeye çalışılır. Burada taşıyıcı çıkışa giden mile bağlı olduğunda sabit tutulmuş olur. Hareket güneş dişliden diğer planet sistemine geçer. İkinci planet sistemine hareket güneşten girer. (l-r band applied)sağ sol hareketlerden birine izin veren frenleme bandı tatbik etmiş durumdadır. Frenleme bandı taşıyıcıyı sabit tutar. Hareket yörünge dişlisinden (output shaft) çıkış miline hareket iletilmiş olur.(Şekil 6.23.)



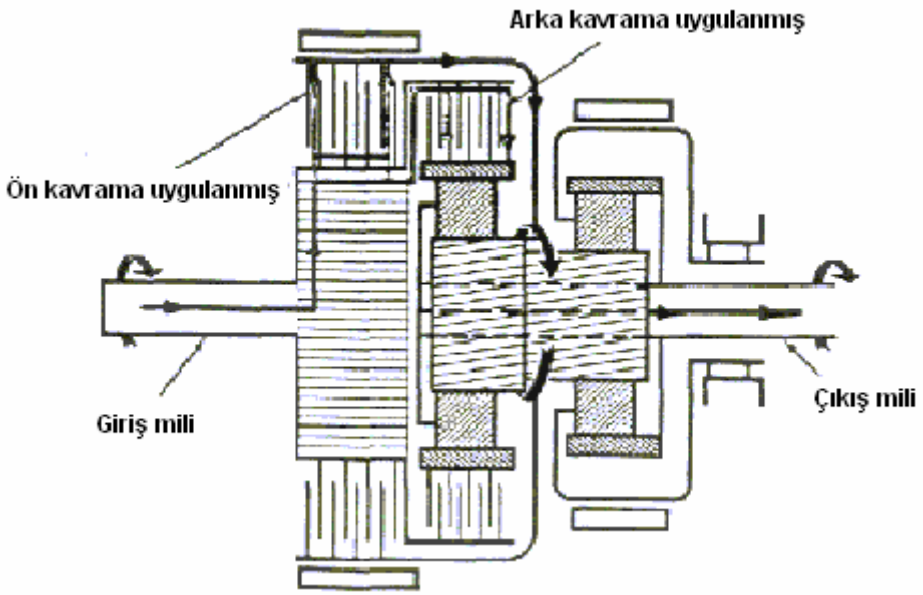
Şekil 6.23. Planet dişli sisteminde hareket iletimi

Şekilde (INPUT SHAFT) giriş milinden hareket girerek, 1. planet sisteminin çok diskli kavramasından yörüngeye iletilir. (KICKDOWN BAND APPLIED) frenleme bandı tatbik etmiş durumda olduğundan buna bağlı güneş dişli sabit tutulmuş olur. Hareket taşıyıcıdan (OUTPUT SHAFT) çıkış miline iletilir. (Şekil 6.24.)



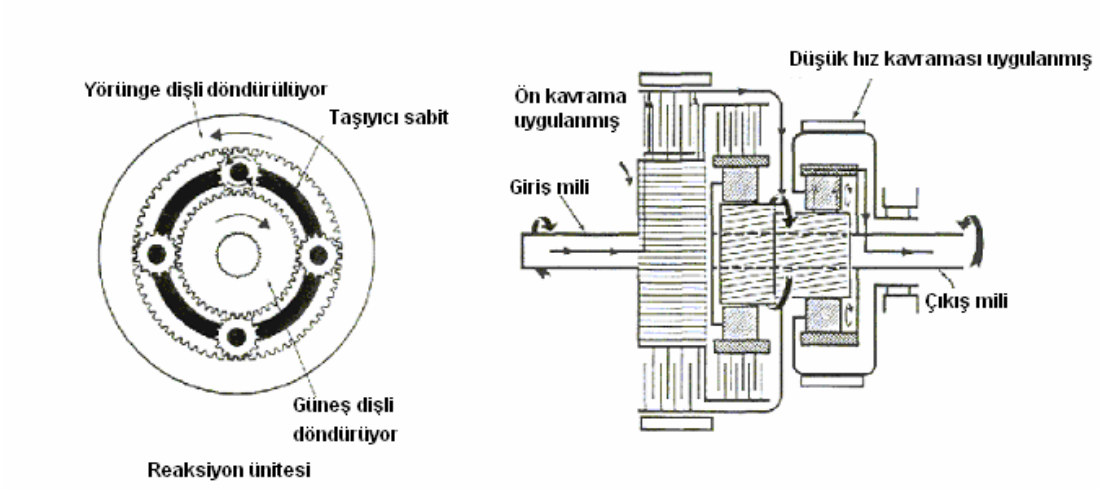
Şekil 6.24. Giriş ünitesinden verilen hareketin iletimi

Şekilde sisteme, hareket (INPUT SHAFT)giriş milinden, çok diskli kavramalarda 1. planet dişli sisteminin güneş dişlisine ve yörünge dişlisine hareket iletilir. Önceden dediğimiz gibi bir sistemde iki veya daha fazla dişliye hareket iletilmeye çalışılırsa sistem kilitlenir tek parça halinde döner. Kayıplar göz önüne alınmaz ise 1/1 oranında hareket iletimi olur. (Şekil 6.25.)



Şekil 6.25. Hareketin giriş ünitesinden verilmesi

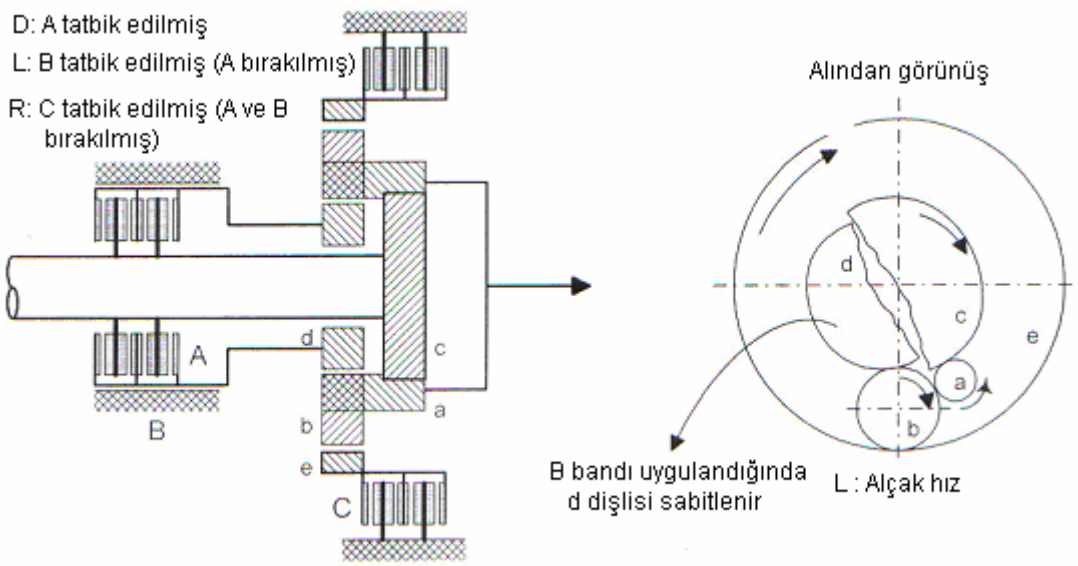
Bu şekilde ise bir geri vites durumu vardır. (INPUT SHAFT) giriş milinden hareket girmiş ve (FRONT CLUTCH APPLIED) çok diskli kavramalarından frenleme bandı tatbik etmediğinden güneş dişliye iletilir. Güneş dişliden hareket 2. planet sisteminin güneş dişlisine geçer. 2. planet sisteminin (LOW- REVERSE BAND APPLIED) frenleme bandı tatbik ettiğinden 2. planet sisteminin taşıyıcısı sabit tutulur. Böylece hareket güneşten girip yörünge dişlisinden çıkar. Hareketin yönü giriş miline göre ters yöndedir. (Şekil 6.26.)



Şekil 6.26. Reaksiyon ünitesinden verilen hareket

Chevrolet (Power-Glide) tipi otomatik transmisyon sisteminin çalışması

Şekil 6.27'de Chevrolet (Power-Glide) tipi otomatik transmisyonun şematik resmi görülmektedir. Burada çok diskli kavramalar A ve C ile bant ise B ile ifade edilmiştir. d ve c güneş dişlisidir, a ve b taşıyıcı dişlilerdir ve e ise yörünge dişlisini ifade etmektedir.



Şekil 6.27. Chevrolet Power-Glide transmisyon sistemi

B bandını tatbik ettiğimizde d güneş dişlisi sabitlenir. Milden gelen hareket c güneş dişlisini döndürür. c güneş dişlisinden a taşıyıcı dişlisine ve oradan da b taşıyıcı dişlisine geçen dönme hareketi buradan da d dişlisine geçer. b dişlisi aynı zamanda e dişlisini de döndürür. Hareket azalarak a taşıyıcı dişlisinden çıkarak tekerlere gider.

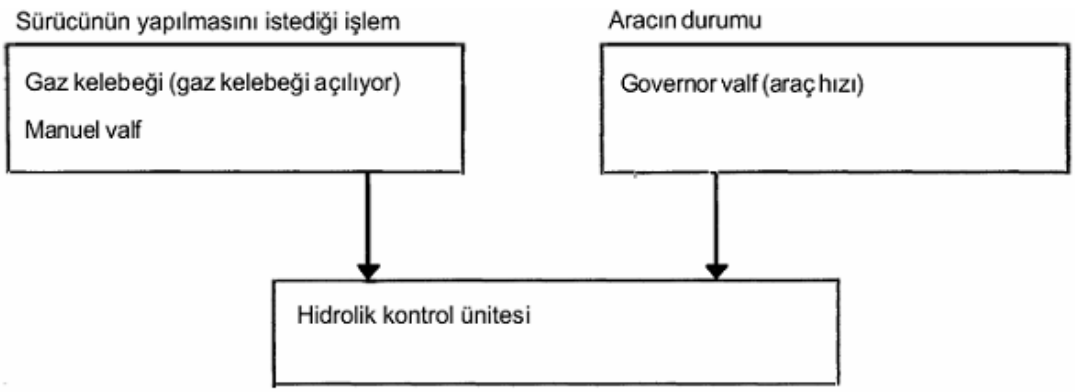
A çok diskli kavraması tatbik edilmiş ise d ve c güneş dişlileri milden aldıkları hareketle dönerler. Aynı zamanda bağlı oldukları a ve b taşıyıcı dişlilerini de döndürürler. Dönüş yönleri zıt olacağından kilitlenerek hep birlikte dönmeye başlarlar. Böylece 1/1 oranında hareket iletilir.

C çok diskli kavraması tatbik edilmiş ise e yörünge dişlisi sabittir. Hareket c güneş dişlisinden a taşıyıcı dişlisine oradan da b taşıyıcı dişlisine ve d güneş dişlisine geçer. Fakat taşıyıcı dişliler kendi eksenleri etrafında dönebileceklerinden dolayı hareket a taşıyıcı dişlisinden ters yönde alınır.

6.4.2. Hidrolik Devre

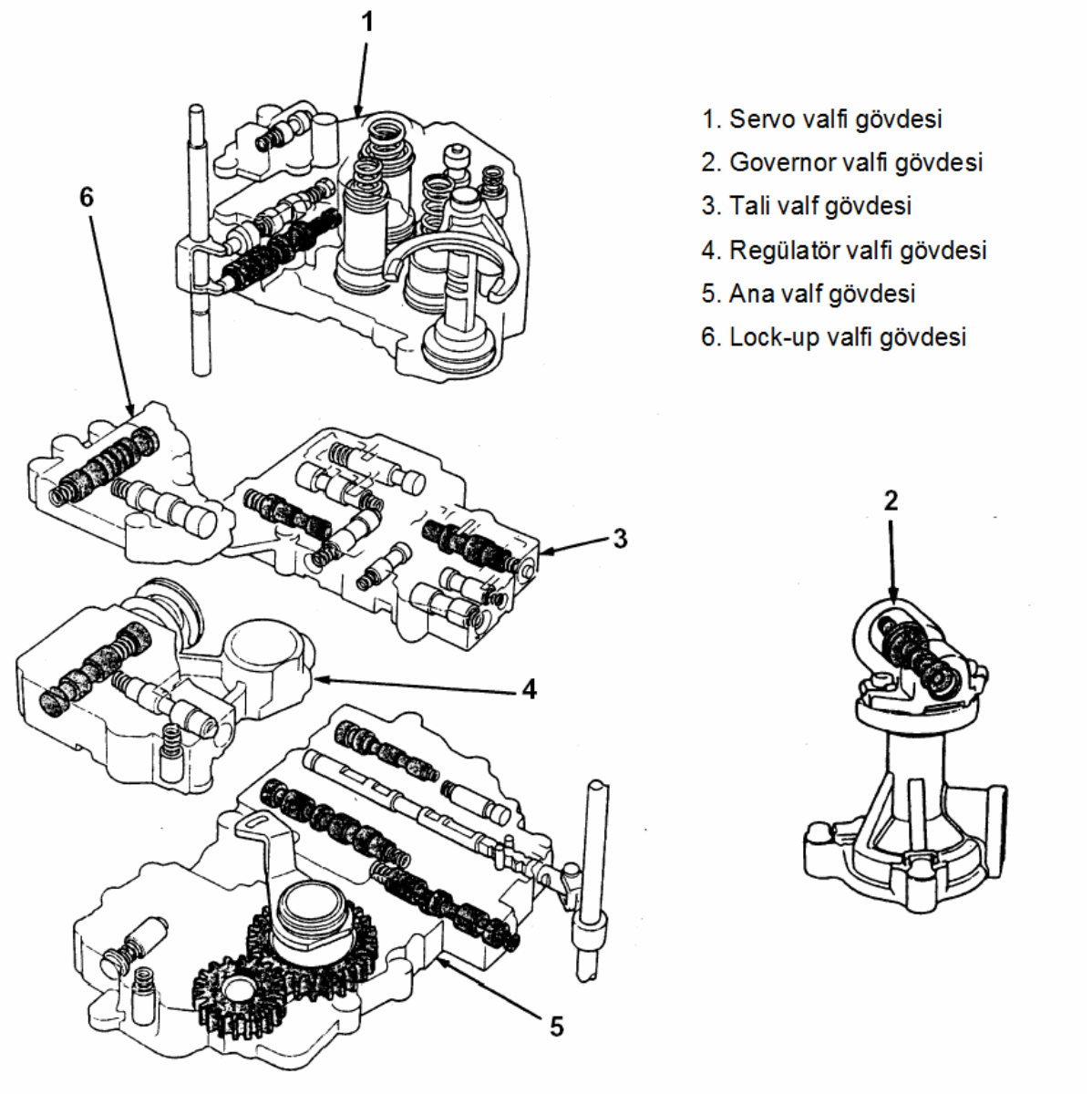
Otomatik vites kutusuda hidrolik basınç çeşitli durumlarda kontrol amacıyla kullanılır. Hidrolik basınç tork konvertörü muhafazasında bulunan pompa tahrik dişlisi tarafından tahrik edilen ATF pompası tarafından sağlanır.

Hidrolik kontrol ünitesi sürücünün istediği işlemle, aracın mevcut durumuyla ve diğer benzer faktörlerle ilgili sinyaller alır, bu sinyaller hidrolik şekle çevrilmiştir. Kontrol ünitesi içindeki valfler hidrolik sinyallere bağlı olarak çalışırlar, akışın olacağı kanalları değiştirirler. Örneğin 2. kavrama kanalına basınç verirken 1. kavrama kanalındaki basıncı boşaltarak 1. vitesten 2. vitese yumuşak bir geçiş yapmak mümkündür. Diğer tüm vites değiştirme işlemleri benzer şekilde yapılabilir.



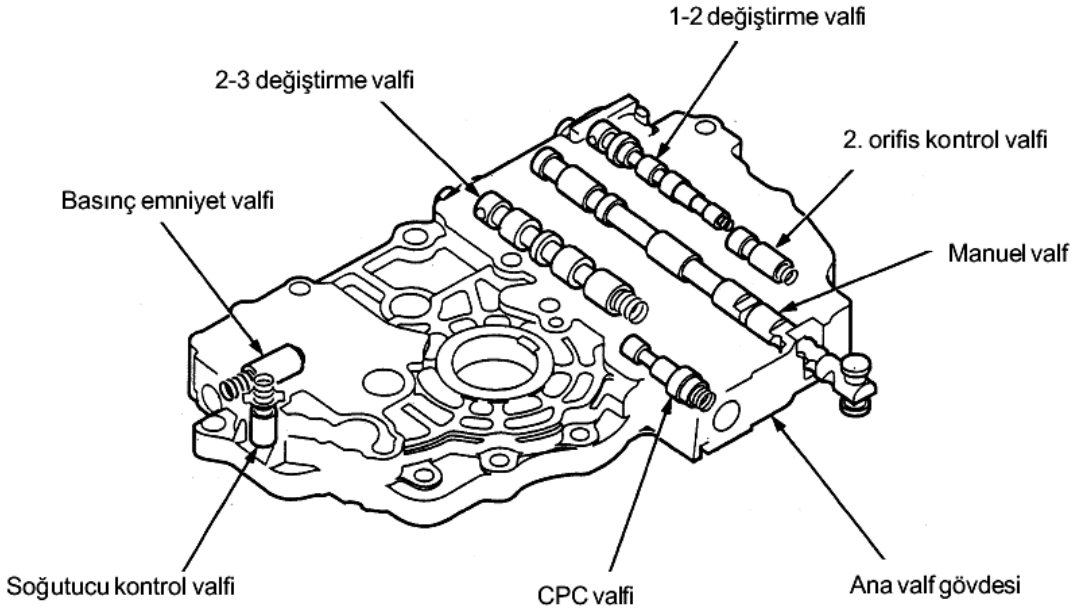
Şekil 6.28. Vites değiştirme sistemleri

Bu iki basınç aracılığıyla ünite, vitesi değiştirmek için vites değiştirme valflerini, üzerinde hidrolik basınç uygulanan vites kavramasını değiştirmek üzere harekete geçirir.



Şekil 6.29. Hidrolik devre elemanları

Hidrolik kontrol ünitesi aracın vitesini araçtaki çeşitli koşullara bağlı olarak değiştirir. Bunu yapmak için hidrolik kontrol ünitesi motor yükünü ve araç hızını temsil eden hidrolik basınçlar kullanılır.

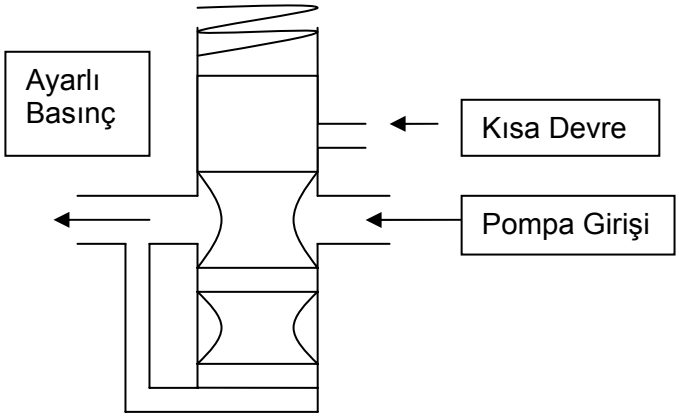


Şekil 6.30. Hidrolik devre

Chevrolet Power-Glide

1. Pompa: Dişli tipinde yapılmıştır iç dişli tork konvertörden hareket alır.

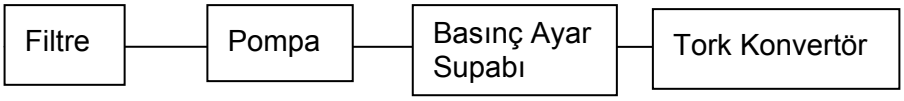
2. Basınç Ayar Supabı: Yağ pompası düşük devirlerde düşük basınç, yüksek devirlerde ise yüksek basınç oluşturur. Bu durum motor devrine bağlı olduğundan düzenli çalışmaz. Bu yüzden basınç regülesi yapılması gerekir.



Şekil 6.31. Basınç ayar supabı

3. Soğutucu: Tork konvertör ve transmisyon yağı çalışma sırasında sıcak bulunan yağ radyatörde soğutulur.

4. Yağ pompalama devresi



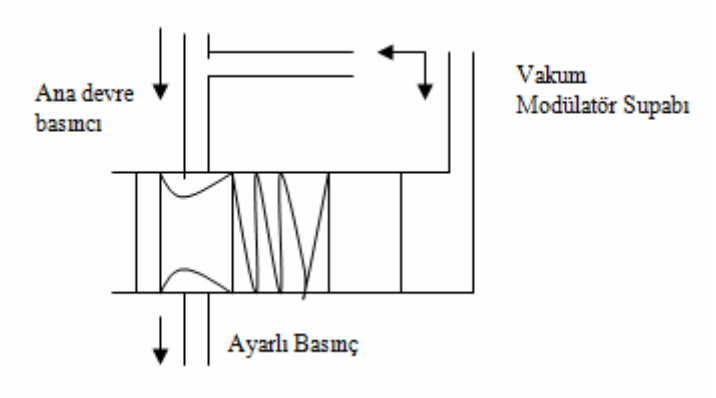
Şekil 6.32. Yağ pompalama devresi

5. Yağlama devresi: Basınçlı yağı yataklara ve burçlara gönderir.

6. Ana Devre Basıncı: Pompanın oluşturduğu basınç, basınç ayar supabından geçerek gaz kelebek supabı ve elle kumandalı supaba gönderilir.

7. Vakum modülatör supabı ve booster supap devresi: Vakum modülatörü, ana devre basıncını motor yüküne göre değiştiren supaptır. Bu ayarlama hidrolik basınç, yay basıncı ve emme manifold vakumuyla kontrol edilir ve modüle basınç adını alır.

Modülatör basıncı, basınç ayar supabı, ayar supabı yayı basıncını artırarak (Yayın arkasındaki booster supabı aracılığı ile) ana devre basıncının yükselmesine sebep olur.



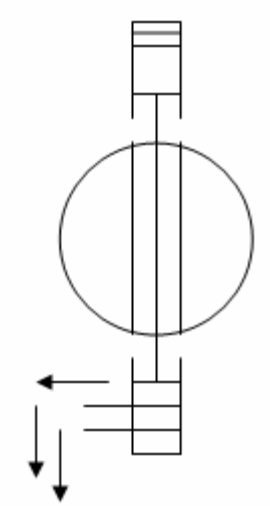
Şekil 6.33. Vakum modülatör supabı

Modüle basınç booster supabını iter ve yayın basıncı artar, neticede ana devre basıncı yükselir. Band ve kavrama tatbik gücü artar. Modülatör supabını hareket emme manifolduna bağlı vakum modülatörü vasıtasıyla verilir.

Düşük motor devrinde vakum modülatörü supaba etki ederek ana devre yağ basıncı artar.

8. Governör devresi: Governör basıncı modülatör basıncı üzerinde etkilidir. Taşıt hızına göre basınç oluşturur ve modüle basıncını aynı zamanda ana devre basıncını da düşürmeye çalışır. Çünkü yüksek taşıt hızlarında ana devre basıncının çok yüksek almasına gerek yoktur.

Mil üzerine yerleştirilmiştir. Taşıt hızı arttıkça governör basıncı artar. Vakum modülü supabına etki eder.



Şekil 6.34. Governör devresi

9. Vites değiştirme supabı: Governör basıncı bu supaba etki ederek vites büyütmeyi sağlar. Bu basınca ters yönde etki eden yay ve gaz kelebek basıncıdır.

Gaz kelebek basıncı basitçe ana devre basıncıdır. Gaz pedalı basınç miktarıyla değişir. Governör basıncı arttığında vites değiştirme supabı sağa doğru hareket ettirilerek ana devre basıncı servoyu çözücü yönde ve kavramayı uygulayıcı yönde gönderilir, böylece vites büyütülmüş olur.

10. Elle kumandalı supap: Vites kumanda kolu ile irtibatlıdır. Supabın vites kolu ile hareketiyle yağı diğer supaplara veya bant ve kavramaya gönderir.

Vites Durumları

Alçak Hız: Elle kumandalı supap ana devre basıncını vites değiştiricisi supabına ve servoya gönderir, bandı tatbik ettirir. Taşıt hareket etmediğinde henüz governör basıncı yoktur.

Direkt Hareket: Taşıt hızı arttıkça transmisyon vites büyültür. Vites büyültme governör ve gaz kelebek basıncı kombinasyonu ile sağlanır.

Governör basıncı yeteri kadar yük sağladığında vites büyütme supap yayı basıncını ve gaz kelebek basıncını yener ve vites büyültme supabını hareket ettirir. Böylece yağ kavrama tatbikini ve bant ayırmaya yönlendirir.

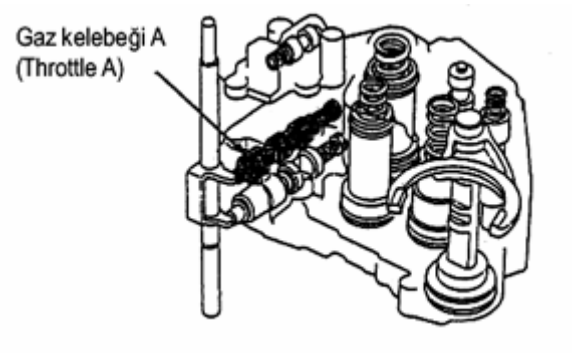
Kick Down: 90 km/h altında 2. vitesten 1. vitese geçiş gaz pedalı sonuna kadar basılarak sağlanır. Bu arada gaz kelebek supabı sununa kadar itilerek gaz kelebek basıncı yükseltilir. Bu basınç vites değiştirme durumuna getirir. Kavramayı ayırır ve

banda tatbik eder. Eğer taşıt hızı 90km/h in üzerinde ise governör basıncının yüksekliği vites değiştirme supabının hareketini engelleyerek vites küçültmeyi önler.

Geri vites: Vites kolu R pozisyonuna getirilir. Elle kumandalı supap ana devre basıncını kavramaya tatbik ettirir. Aynı anda basınç booster supabına gönderilerek yüksek bir tutma gücü sağlanır.

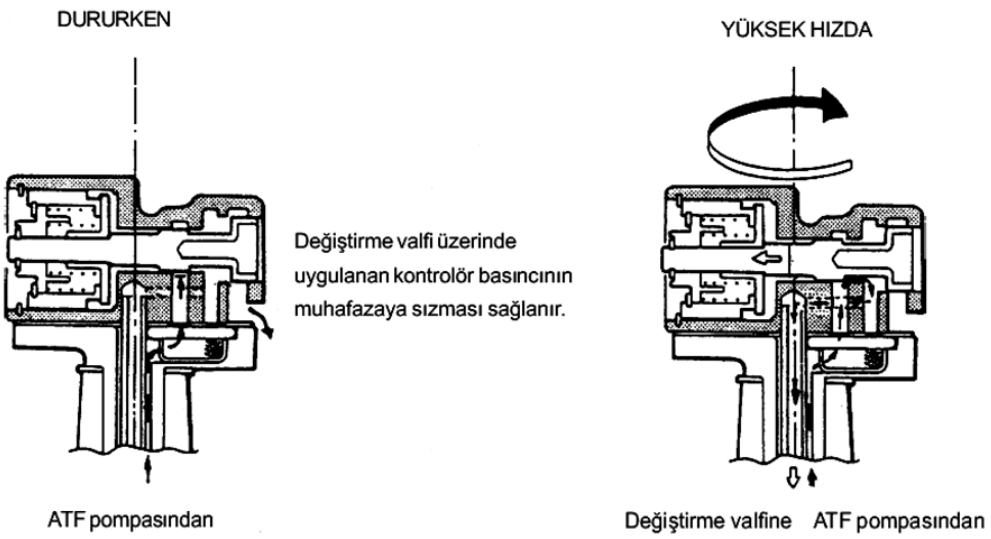
6.4.3. Motor Yükünün Algılanması

Motor yükünün algılanması gaz kelebeğinin açılması ve kapanması ile senkronize olarak hareket eden gaz kelebeği A kullanılarak yapılır. Mevcut gaz kelebeği açıklığı derecesine (yani gaz kelebeği A (Throttle A) basıncı) denk gelen hidrolik basınç oluşturulur. (Şekil 6.35.)



Şekil 6.35. Gaz Kelebeği çalışması

Governör valf, hat basıncını araç hızına bağlı olarak düzenler, araç hızı düşük olduğunda governör valf az açılır. Araç hızı yüksek olduğunda valf çok açılır. Bu şekilde hat basıncı o anki araç hızını temsil eden governör valfe göre düzenlenir.(Şekil 6.36.)



Şekil 6.36. Governörün valfe göre düzenlenmesi

"Otomatik vites kutusu yağı" (ya da ATF) otomatik vites kutusuda kullanılan hidrolik yağıdır. Bu hidrolik yağı hem tork konvertörün içinde hem de hidrolik kontrol ünitesinin içinde hidrolik yağ, dişli ünitesi içinde ise yağlama maddesi görevini görür. Ayrıca ATF, ATF pompası tarafından otomatik vites kutusunun tüm parçalarına gönderilir.

6.5. ELEKTRONİK KONTROLLÜ OTOMATİK TRANSMİSYON

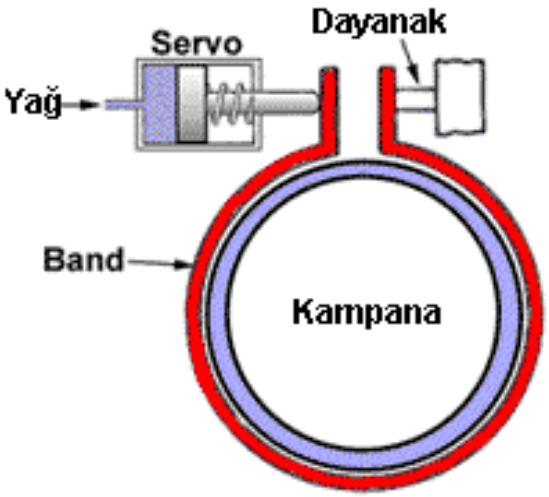
Adından da anlaşılacağı üzere elektronik kontrollü otomatik vites kutusu (ya da E-AT) otomatik vites kutusunun çalışması ile elektronik tipteki kontrolü birleştirir. Bu tür bir düzende geleneksel olarak hidrolik basınçlar aracılığıyla iletilen gaz kelebeği açıklığı ve araç hızı sinyalleri elektronik olarak algılanır. Bunlar ve diğer sinyaller daha sonra hidrolik kontrol ünitesi selonoid valflerinin nasıl kontrol edileceğini belirlenmesi için vites kutusu kontrol modülü (ya da TCM) tarafından kullanılır.

Ayrıca daha gelişmiş modeller aracın hali hazırda seyrettiği yol tipini (yani yolun düz mü yoksa eğimli mi olduğunu) belirleyerek hızı buna göre kontrol edebilir.

6.6. FRENLEME BANTLARI

6.6.1. Frenleme Bantlarının Çalışması

Frenleme bandı çelikten yassı bir şerit şeklinde olup iç tarafına balata yapıştırılmış ya da perçinlenmiştir. Kampanayı çepeçevre saran bandın bir ucu sabitleştirilmiş veya sabit dayanağa dayandırılmıştır, diğer ucu servo tarafından çalıştırılan bir çubuğa bağlanmıştır. Bu düzenleme ile bant sıkıştırıldığı zaman kampanayı sabit tutar hareketinden alıkoyar.



Şekil 6.37. Frenleme bantları

6.7. KAVRAMALAR

Kavramalar motor torkunu ara mile iletmek için tork konvertöre planet dişlilere bağlar ve tork aktarımını kesmek için tork konvertörü planet dişlilerden ayırır.

Günümüzde kullanılan modern araçlarında kavramaları devreye sokmak ve çıkarmak için hidrolik basınç kullanılır.

6.7.1. Tek Yönlü Kavramalar

- Tek yönlü kavrama da bir iç zarf, bir de dış zarf ve bunların arasına yerleştirilen çekirdek veya rulmanlar bulunur.
- Planet dişli grubunda bulunan tek yönlü kavramanın görevi, yumuşak vites değişikliğini sağlamaktır.

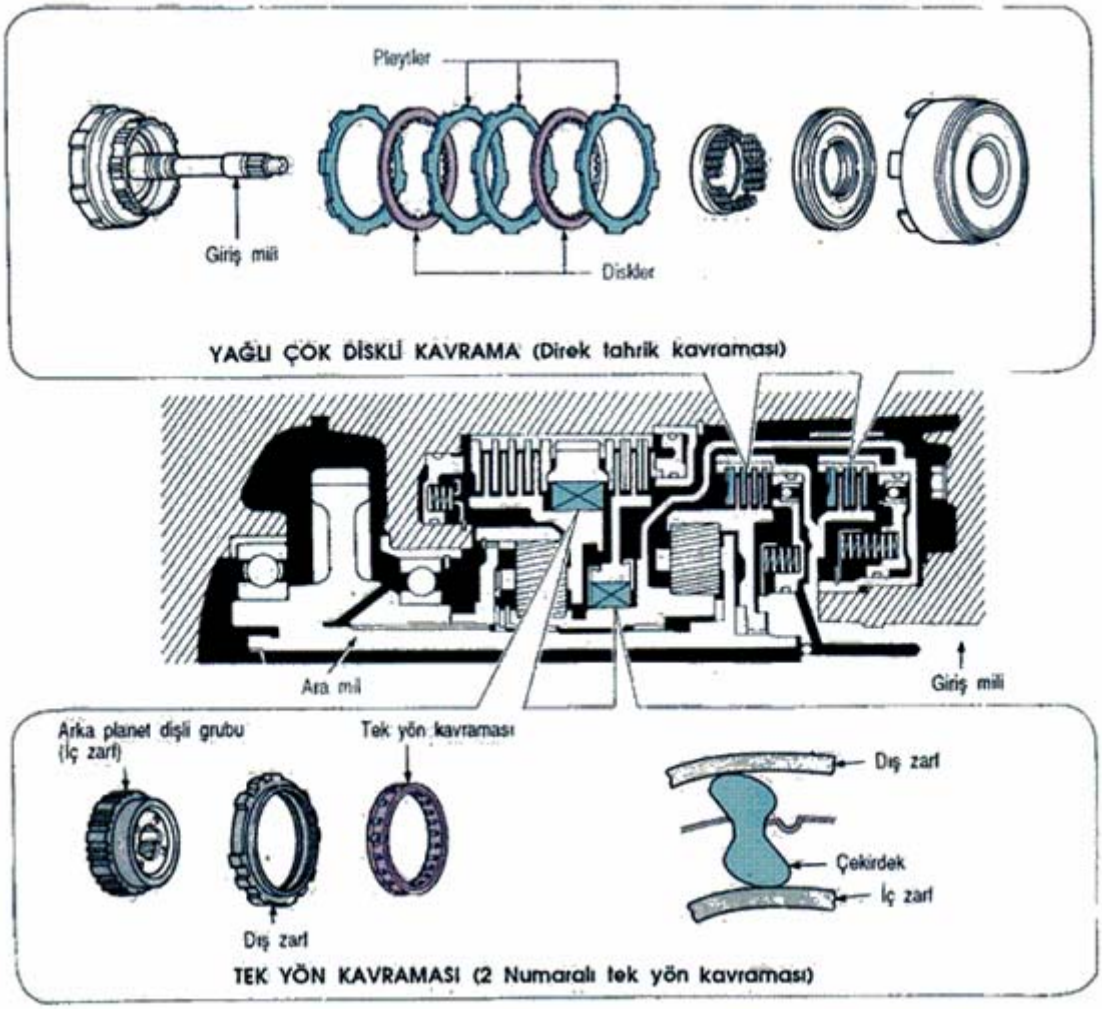
• Tek yönlü kavrama ara tahrik dişliden motora hareket akışının iletilmesini sağlar. Fakat bu kavrama, torku sadece bir yönde aktarır.

• Eğer tek yön kavraması kavraşmamışsa motora hareket iletimi geçmez.

6.7.2. Çok Diskli Kavramalar

• Kavramanın disk demeti dönen ve döndürülen disklerden oluşmaktadır. Kavramanın içine yerleştirilen kavrama pistonu üzerine etkiyen hidrolik yağ basıncı ile diskleri veya plakaları birbirine doğru iter. Diskler birbirine itilince kavrama kavraşır.

• Eğer yağ basıncı düşünce ya da ortadan kalkınca oldukça kuvvetli olan yay kavramayı çözer ve diskler serbest kalır.



Şekil 6.38. Kavramalar

BÖLÜM 7

7.1. DÜZ VE OTOMATİK SEÇİMLİ VİTES KUTULARI

Günümüz araçlarında değişen teknolojiyle birlikte manuel ve otomatik vites kutularıın dışında hem otomatik hem de manuel olarak kullanılabilen vites kutuları kullanılmaya başlanmıştır. Vites değişimleri manueldeki gibi sürücüye bırakılırken diğer yandan ise debriyaj olmayan, gaz kesmeden vites değişimi kendi kendine yapılabilen bir vites kutusu türüdür.

Günümüzde yarı otomatik vites kutuları kullanıldıkları araçlara göre aşağıdaki gibi gösterilmiştir:

- Volkswagen ve Mercedes tiptronik
- Volvo geartronik
- Opel easytronik
- Alfa Romeo qtronik
- BMW steptronik
- Land Rover
- Peugeot 2-tronik olarak adlandırılırlar.

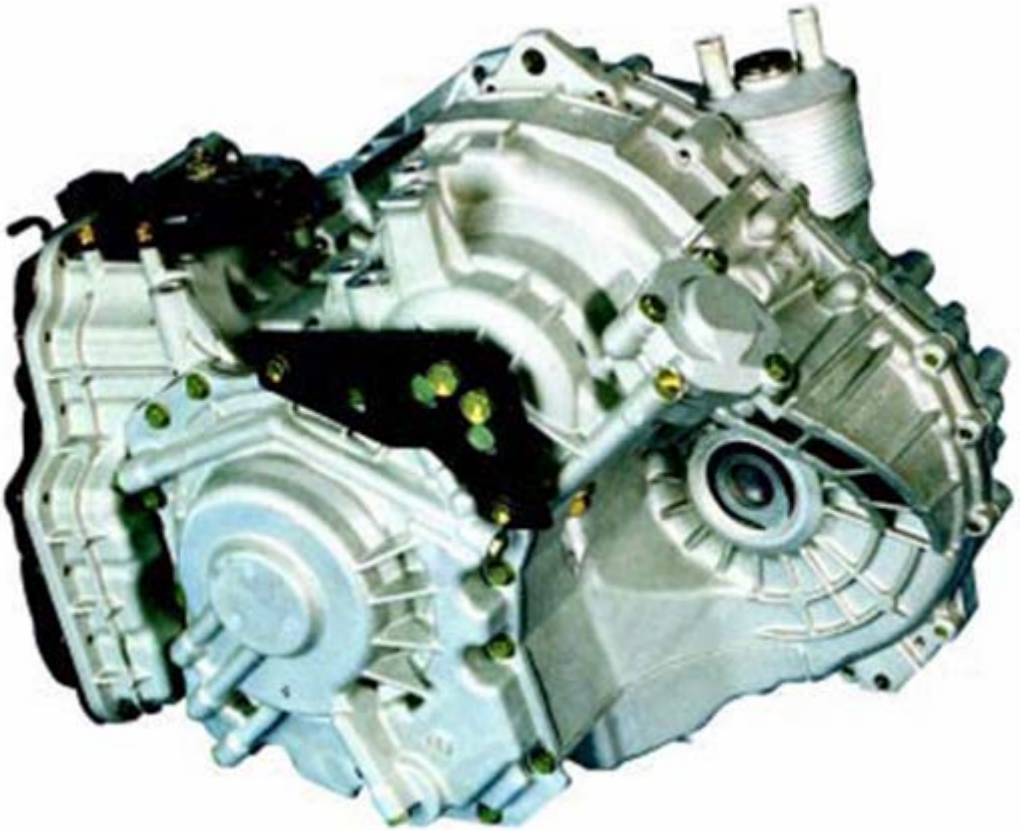
7.2. DÜZ VE OTOMATİK SEÇİMLİ VİTES KUTULARINDAN ÖRNEKLER

7.2.1. Volkswagen Tiptronik Vites Kutusu

Tiptronik vites kutusu otomatik viteslerin konforunu manuel viteslerin düşük yakıt tüketimi ve ivmelenme avantajları ile birleştirir.

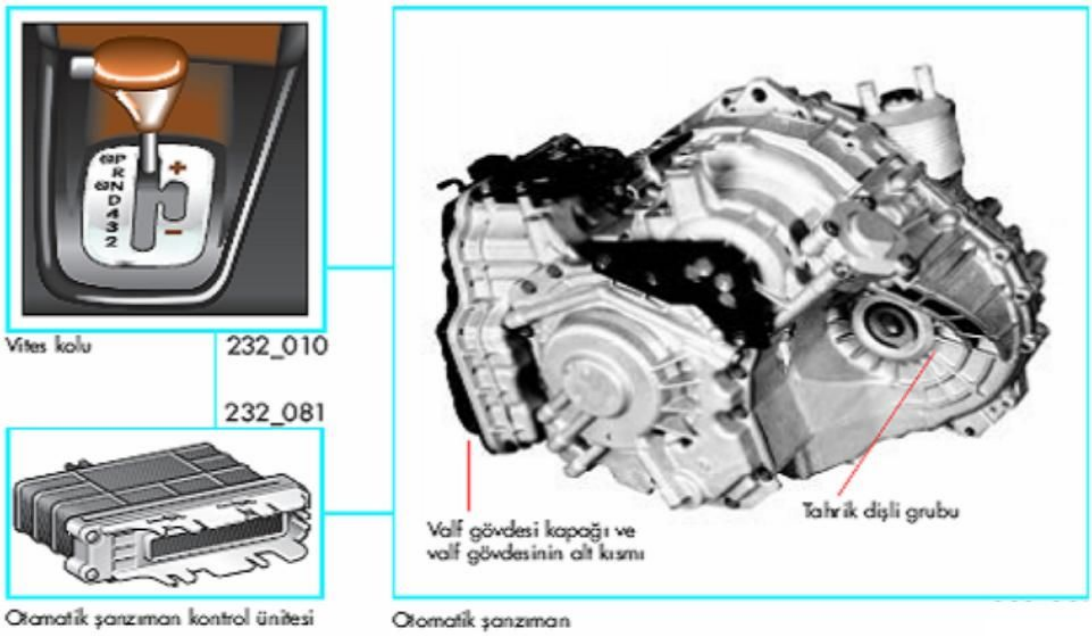
7.2.1.1. Tiptronik sisteminin parçaları

1. Tiptronik şalterler
   - Direksiyon kontrollü tiptronik şalter
   - Vites kumanda kontrollü tiptronik şalter
2. Fren basıncı sensörü
3. Vites konum sensörü
4. Gösterge tablosu



Şekil 7.1. Tiptronik vites kutusu

Tiptronik vites kutusu sistemi ana parçaları



Şekil 7.2. Parçaların görünümleri

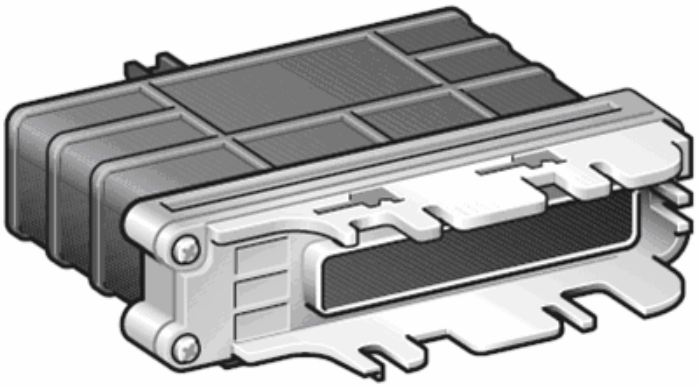
Otomatik vites kutusu sistemi aşağıdaki ana parçalardan oluşur:

Vites kolu: Tiptronik bölgesindeyken sürücünün talep ettiği vitesi, kontrol ünitesine bildirir. Otomatik vites kutusu bölgesindeyken Manuel vites seçme valfini istenilen vitesi valf gövdesinde konumlandırır.

Şekil 7.3. Vites kolu

Kontrol ünitesi: Otomatik vites kutusunun komuta merkezidir. Otomatik vites kutusunun tüm elektrik ve hidrolik fonksiyonlarını kontrol eder. Çıkış sinyallerini ve kumandaları, sensörlerden aldığı bilgilere göre gerçekleştirir.

Sürüş programları kontrol ünitesinin sürücü taleplerine/duruma bağlı bulanık mantıkla işlenen bilgilere dayalı bir sürüş programı vardır. Ek bir program ise çekiş direncini inceler, örneğin yokuş aşağı veya yukarı sürüş, önceden rüzgâr alma veya römork çekme gibi durumlara göre.



Şekil 7.4. Otomatik vites kutusu kontrol ünitesi

Otomatik vites kutusu: Otomatik vites kutusu tüm elektrik ve hidrolik kumanda komutlarını mekanik fonksiyonlara veya dişlilere aktarır.

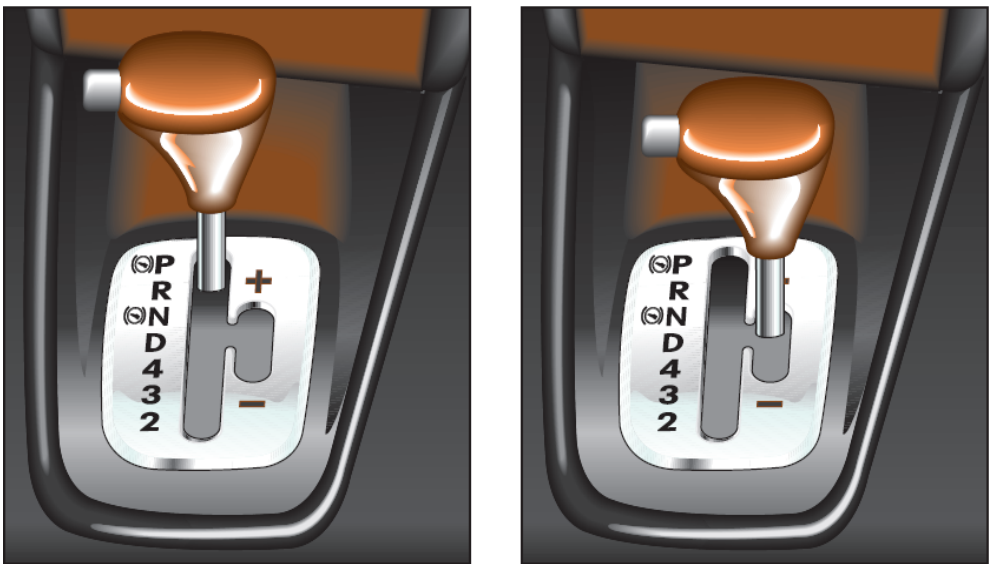
Motorun çalıştırılması: Motor sadece vites kutusu P veya N konumunda iken çalışır.

Vites kolu kilidi: Vites kolu kilidi vites kolu kilit selenoidi ile devreye girer. Bu kilit motor çalışırken yanlışlıkla bir sürüş konumuna geçişi engeller. Selenoid, kilidi frene basılmadıkça açmaz.

Kontak şalteri kilidi: Kontak şalteri kilidi şalterin sadece vites kolu "P" Konumunda iken çıkarılmasını sağlar. Bu, sürücünün park kilidini devreye sokmadan aracı terk etmemesini sağlar.

Acil çalışma modu: Vites kutusu kontrol ünitesi arızalandığında dahi dördüncü vites ve geri vites hala seçilebilir. Bu vitesler valf gövdesinde vites kolu ile manuel vites seçme valfi aracılığıyla mekanik olarak seçilebilir.

Vites değişimleri



Şekil 7.5. Vites değişimleri

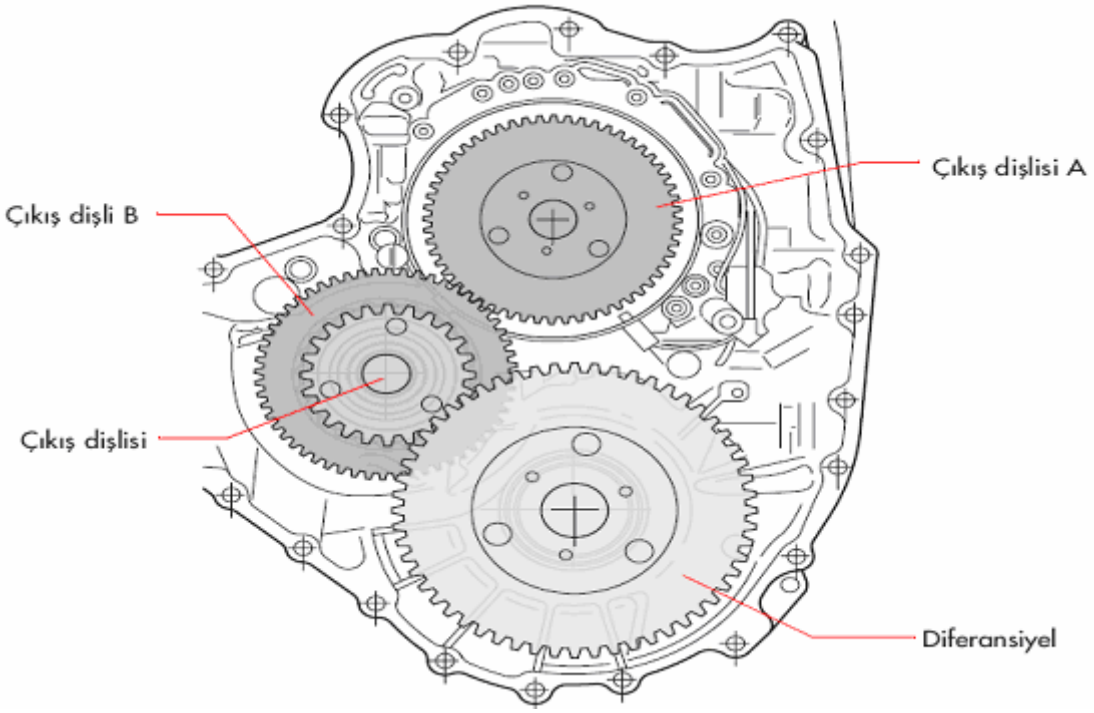
7.2.1.2. Tiptronik vites konumu

Vites kolu sağ taraftaki vites konumuna getirildiğinde vites kutusu Tiptronik programında olacaktır. Bu programdayken vites kolu ileri veya geri hareket ettirildiğinde vites kutusu vitesi yükseltecek veya düşürecektir. Bir üst vitese geçmek için vites kolunu "+" yönünde hareket ettirin. Bir alt vitese geçmek için vites kolunu "-" yönünde hareket ettirin. Seçilen vites gösterge tablosunda da gösterilecektir.

Otomatik vites konumu

"D" konumundayken otomatik vites kutusu yüke başlı olarak 1 ila 5 arasında kendiliğinden değişir. Fakat ilk vites doğrudan sürücü tarafından seçilemez. Aracın maruz kaldığı yüke bağlı olarak kontrol ünitesi tarafından seçilir.

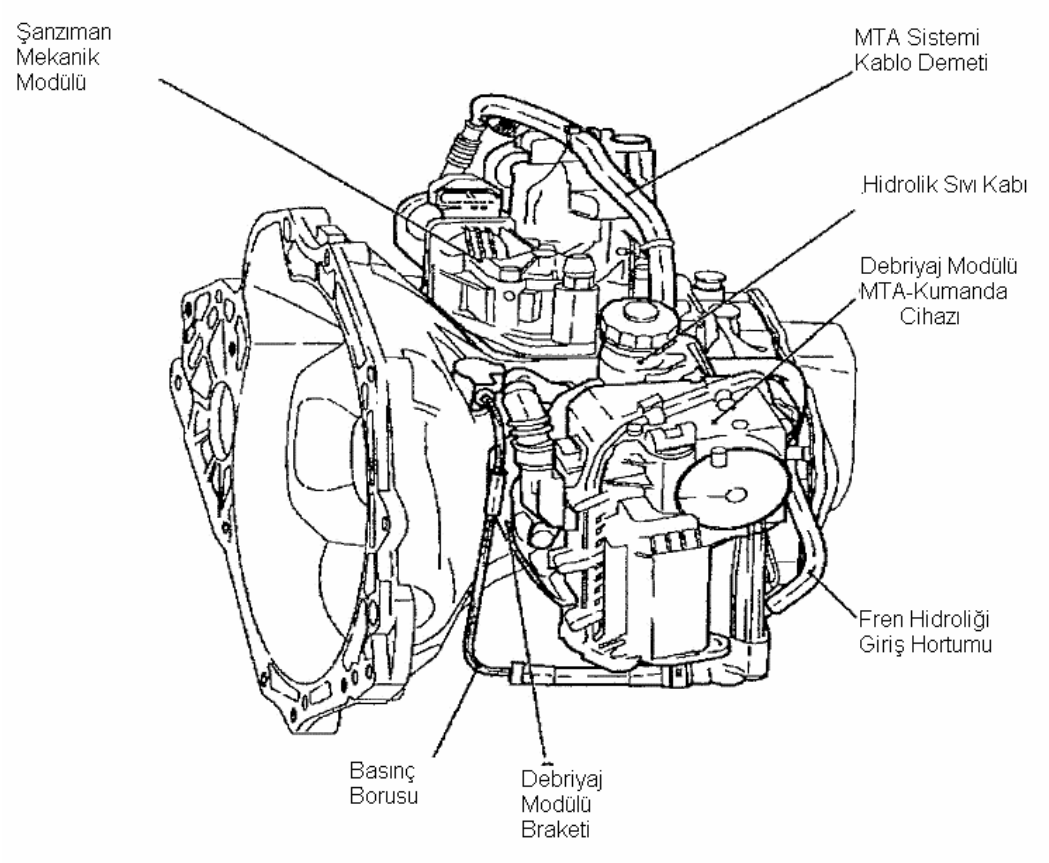
1. vites sadece Tiptronik vites konumundan seçilebilir. Bu durumda 1. vites motor frenini kullanır.



Şekil 7.6. Tiptronik vites kutusu dişli şeması

7.2.2. Opel'de Easytronic Vites Kutusu

Hidro elektronik olarak bahsi geçen araçlarda bulunan bu sistem aslında sadece yokuşlarda değil düz yolda da devrededir. Ama sürücü bunu hissetmez. Görevi; yokuşta kalkış sırasında 1,5 saniye fren basıncı uygulayarak aracın kaymasını engeller. ESP özelliği bulunan araçlarda rastlanır. Frenleme hissi belli belirsiz hissedilir.



Şekil 7.7. Easytronik vites kutusuna genel bakış

Zamanlama ayarı iyi yapılmazsa devamlı fren balatalarında basınç uygulanacağından dört tekerlek fren balatası ve araç devamlı frenleme kuvvetini yenmeye çalışacağından debriyaj balatası da zamanından önce aşınır. Ayrıca bu zorlanma fazla yakıt tüketimine de yol açar.

7.2.2.1. Opel easytronik tanımı ve çalışma prensibi

Vites Kutusu ve Debriyaj

Corsa-C'de hem düz vites kutusu hem de otomatik vites kutusu kullanılmaktadır. Yarı otomatik 5 vitesli vites kutusu yeni bir uygulamadır. Easytronik olarak da adlandırılan bu vites kutusu otomatik bir düz vites kutusudur. Yani mekanik bir düz vites kutusuna otomatik bir debriyaj ve vites geçişlerinin ayarlayan beyin ilave edilmiştir.

Otomatik Kontrollü Düz Vites Kutusu (MTA)

Otomatik kontrollü Düz vites Kutusu MTA; vitesleri vites kutusunda olduğu gibi otomatik olarak değiştirilebildiği manuel bir vites kutusudur.

Easytronic var olan manuel vites kutusu F 13 ‘e eklenmiş, otomatik olarak vites değiştirmeyi sağlayan bir sistemdir. Seyir sırasında da otomatik fonksiyon ve manuel fonksiyon arasında vites değişimi yapılabilmektedir.

Easytronic devamdaki servis literatüründe kısaca MTA Manuel Transmission Automatically Shift olarak da adlandırılmaktadır.

Sistem, vites kutusu mekanik modülü, debriyaj modülü ve debriyaj modülüne entegre edilmiş bir MTA kumanda cihazından oluşmaktadır. Sistem kendine ait bir hidrolik sıvı kabına sahiptir; hidrolik sıvısı olarak fren hidroliği yağı kullanılmaktadır.

MTA otomatik olarak debriyajı yönetmekte ve MTA kumanda cihazına dahil edilmiş bir programa göre otomatik vites geçişlerini üstlenmektedir.

MTA kumanda cihazı aşağıdaki bileşenlerin kumanda cihazları ile CAN-Bus üzerinden elektrik bağlantılıdır.

- Motor
- ABS ve/veya ABS&Traction control
- Body control modülü
- Gösterge

Bu şekilde yokuş aşağı ve yokuş yukarı seyir hesaplaması, araç hızı vb. ne dair önemli bilgilerin değişimi sağlanmıştır.

Konvensiyonel otomatik vites kutusu ile karşılaştırıldığında bu uygulamanın sağladığı avantajlar şunlardır:

- ✓ Büyük ölçüde azaltılmış ağırlık
- ✓ Daha az masraf
- ✓ Daha az tüketim
- ✓ Araçta bulunan vites kutusu üzerine kurulması
- ✓ Daha iyi dinamik
- ✓ Daha keyifli seyir

Şekil 7.8. Easytronik vites kutusu görünümü

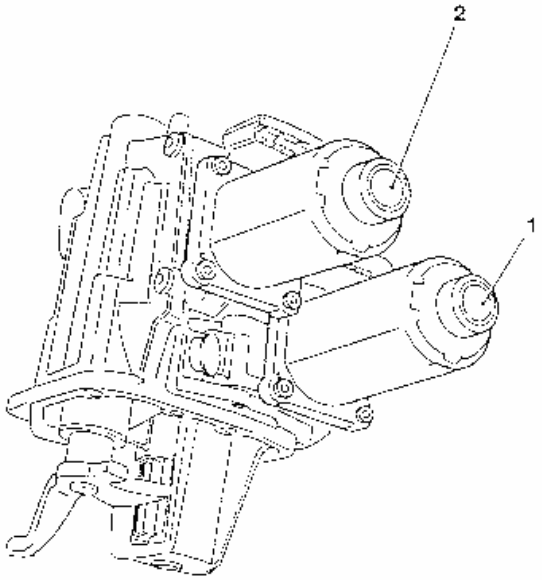
7.2.2.2. Elektrik kumanda

Elektrik kumanda ile ilgili önemli noktalar:

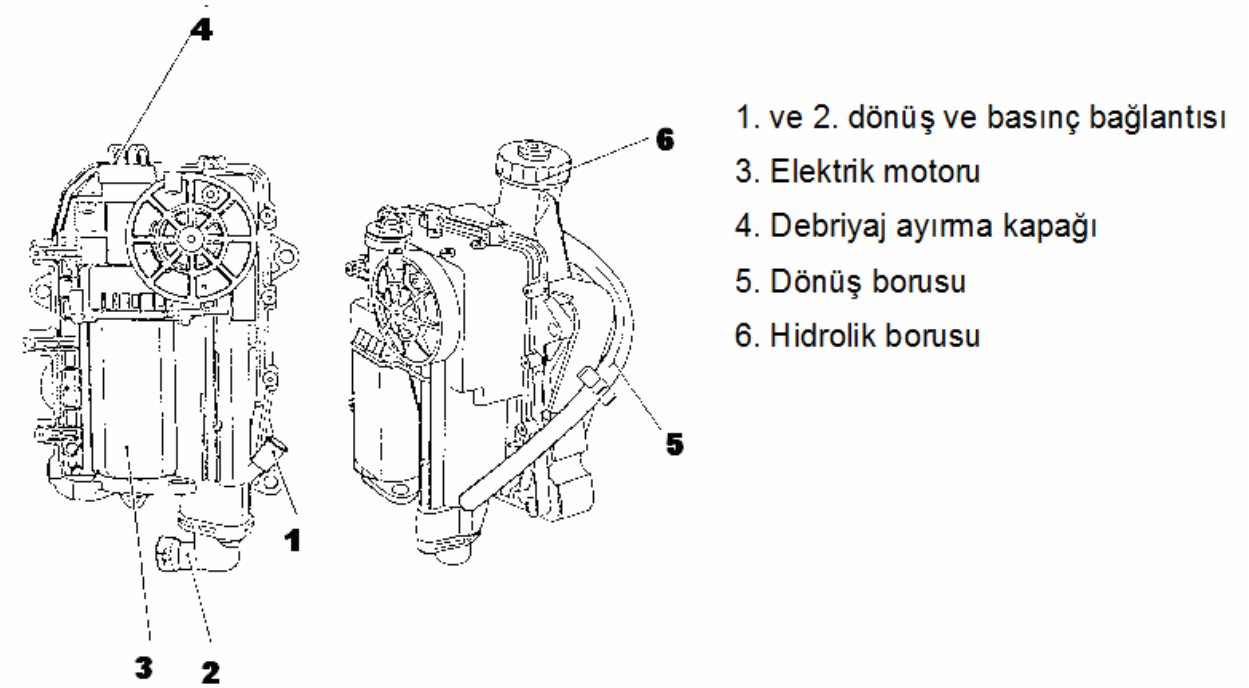
- MTA, motorun çalıştırılmasını ancak nötr durumda ayarlanmış (vites kutusu ayar kolu ‘N’ ‘de) program frenine basılmış ise üstlenmektedir.
- Hız sinyalleri güvenlik nedeni ile CAN-Bus veya antiblokaj fren sistemi kumanda cihazı veya araç donanımına göre iki araç hızı sinyal konvertörü üzerinden MTA kumanda cihazına gönderilir. CAN-Bus’un iptali durumunda sinyallerin antiblokaj sistemi kumanda cihazı veya iki araç hızı sinyal konvertörü tarafından algılanmasıyla hesaplama yapılmaktadır.
- Antiblokaj sistemi kumanda cihazı açık ve fren lambası şalteri kapalı ise debriyaj açılır.
- Geri vites ayarlanmışsa geri vites lamba rölesi MTA tarfından yönetilmektedir (karşı topraklama açık).

Vites değiştirme ve vites değişimini üstlenen iki motor devreye girmektedir. Motorlara motorların pozisyonunu tam olarak MTA kumanda cihazına ileten bir

elektronik entegre edilmiştir. Motorların dönüş yönü ters kutuplama ile yönetilmektedir. Bu işlem MTA kumanda cihazı ile elektronik olarak gerçekleşmektedir.

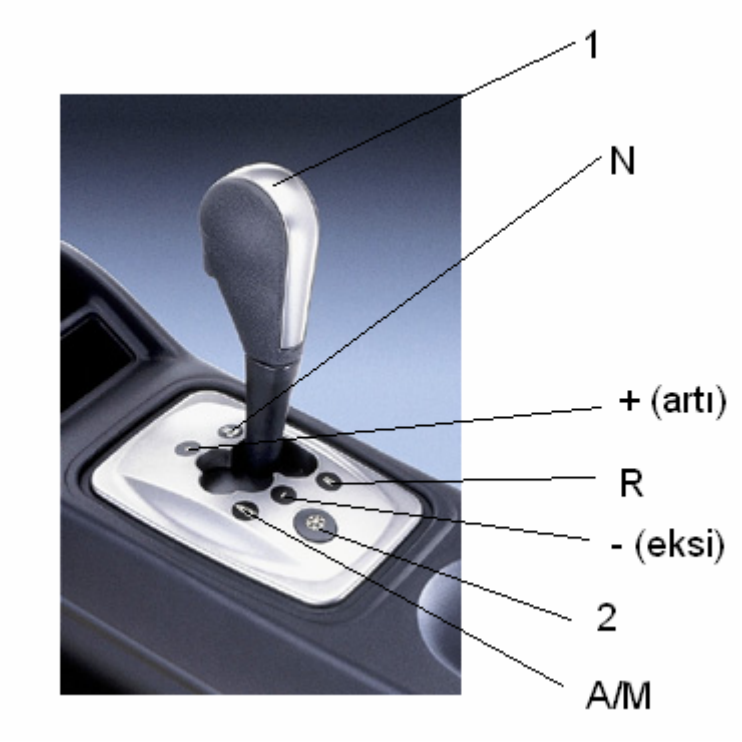


Şekil 7.9. MTA kumanda mekanizması



Şekil 7.10. MTA kumanda mekanizması bağlantıları

Vites kutusu ayar kolu ve kullanma talimatı



Şekil 7.11. Vites kolu

1: vites kutusu ayar kolu	A: otomatik
2: kış mevsimi çalışma tuşu	M: manuel
N: Neutral	+ (artı): daha yüksek vitese geçirme
R: geri vites	- (eksi): daha düşük vitese geçirme
A/M: otomatik ve manuel mod arasında değişim	

Düşük hızda yüksek vitesin ya da yüksek hızda düşük vitesin seçilmesi durumunda hızın uygun seviyeye getirilmesinden önce vites değişmez. Motorun olması gerekenden az veya fazla devri engellenir. Ayar kolunun birkaç kere arka arkaya basılması viteslerin atlanmasına neden olabilir. Araç otomatik modda ise ayar kolunun basılması ile easytronic '+' ya da '-' pozisyonları manuel moda geçirir. Dijital göstergede kullanılan vites belirir.

7.2.3. Alfa Romeo Qtronik Vites Kutusu

Q-Tronic, bağımsız kontrol ünitesi sayesinde, otomobilin daha iyi kontrol edilmesi, mükemmel konfor ve daha az yakıt tüketimi gibi avantajlar sağlanabiliyor.

Q-Tronic sahip olduğu dört farklı sürüş modu sayesinde oldukça üstün çok amaçlı bir kullanım da sunmaktadır:

Normal mod otomobil ilk çalıştırıldığında mümkün olan en iyi sürüş konforunu sağlamak ve yakıt tüketimini azaltmak için tasarlanmıştır.

Spor: sabit vites oranlarını koruyarak daha yüksek motor devirlerinde vites değişimini sağlayan ve otomobile daha sportif bir karakter katan moddur.

Kış: yol tutuşunun yetersiz olduğu durumlarda otomobilin çalıştırılmasına ve sürüşe yardımcı olur.

Sıralı manuel: sürücünün vitesi manuel olarak değiştirmesini sağlar.

7.2.4. BMW Steptronik Vites Kutusu

BMW 323 Ci

Tiptronic fonksiyonu bulunan 5 ileri vitesli Steptronic vites kutusu yumuşak ve hızlı vites geçişleriyle manuel vites kutulu versiyonu gereksiz kılıyor. Vites D konumuna getirildikten sonra sola doğru çekildiğinde manuel moda geçen vites kutusu kol ileri ittirildiğinde vites büyütüyor. Vites kolu geri çekildiğinde vites küçülten vites kutusu eğer motor devri uygun değilse sürücü istese de vitesi küçültmüyor. Bu sayede motoru olduğu kadar kendini de koruyan şanzıman manuel modda yüksek viteslerde ani hızlanma istendiğinde vites düşürüyor.

Şekil 7.12. BMW vites değişim göstergeleri