

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**OTOMOBİLLERDE KULLANILAN OTOMATİK VİTES
KUTULARI VE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE
PLANET DİŞLİ MEKANİZMASININ ANALİZİ**

Makine Müh. Mehmet Emin SEYREK

**FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Savunma Tarihi : 01 Şubat 2005
Tez Danışmanı : Doç. Dr. Ferhat DİKMEN (YTÜ)
Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Hakan KALELİ (YTÜ)
: Doç.Dr.Uğur KESGİN (YTÜ)


U. Kesgin

İSTANBUL,2005

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	iii
KISALTIMA LİSTESİ.....	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	v
ÇİZELGE LİSTESİ	vii
ÖNSÖZ	viii
ÖZET	ix
ABSTRACT	x
1. GİRİŞ	1
2. OTOMOBİLLERDE KULLANILAN OTOMATİK VİTES KUTULARI.....	2
2.1 Klasik Otomatik Vites Kutuları ve Genel Yapısı	2
2.1.1 Tork Konvertörün Yapısı ve Çalışma Şekli	3
2.1.2 Planet Dişli Grupları (Mekanizmaları) ve Çalışma Prensipleri	4
2.1.3 Yardımcı Mekanik Elemanlar.....	8
2.1.4 Elektronik ve Hidrolik Kumanda Ünitesi	9
2.1.5 Vites Durumları.....	10
2.2 Sürekli Değişken Vites Kutuları (Continuously Variable Transmissions)	19
2.2.1 CVT Yapısı	20
2.2.2 Sürekli Hız Çevrim Oranları ve Kontrolü	22
2.2.3 Vites Durumları.....	25
2.2.4 CVT' nin Düz ve Otomatik Transmisyonlarla Karşılaştırılması	26
2.3 Tiptronik Vites Kutuları.....	26
3. PLANET DİŞLİ MEKANİZMALARI.....	28
3.1 Planet Dişli Mekanizmalarının Genel Yapısı	28
3.2 Planet Dişli Mekanizmalarının Çeşitleri.....	31
3.2.1 Basit Planet Dişli Mekanizmaları	31
3.2.2 Bileşik (Kombine) Planet Dişli Mekanizmalar	31
3.2.3 Özel Tip Planet Dişli Mekanizmalar	34
3.3 Planet Dişli Mekanizmalarının Statik ve Kinematik Açından İncelenmesi.....	36
3.3.1 Planet Dişli Mekanizmalarının Statik İncelenmesi	36
3.3.1.1 İki Dış Mekanizmadan Oluşan Dört Çarklı Planet Dişli Mekanizmanın İncelenmesi.....	37
3.3.1.2 Bir Dış - Bir İç Mekanizmadan Oluşan, Dört Çarklı Planet Dişli Mekanizmasının İncelenmesi.....	39
3.3.1.3 Üç Çarklı Planet Dişli Mekanizmanın İncelenmesi	39
3.3.1.4 Beş Çarklı Planet Dişli Mekanizmasının Statik İncelenmesi.....	42
3.3.2 Planet Dişli Mekanizmalarının Kinematik İncelenmesi.....	45
3.4 Planet Dişli Mekanizmalarında Güç	49
3.5 Planet Dişli Mekanizmalarında Verim.....	52

4.	SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ	55
4.1.	Sonlu Elemanlar Yöntemine Giriş	55
4.2	Sonlu Elemanlar Yöntemi ile İlgili Bazı Kavramlar	56
4.3.1.	Sonlu Elemanlar Yönteminde Elle Çözümde İzlenecek Adımlar	62
4.4	Sonlu Elemanlar Yönteminin Avantajları ve Dezavantajları	67
4.4.1	Sonlu Elemanlar Yönteminin Avantajları	67
4.4.2	Sonlu Elemanlar Yönteminin Dezavantajları	68
4.5	Sonlu Elemanlar Yönteminin Kullanım Alanları	70
5.	SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE PLANET DİŞLİ MEKANİZMASININ ANALİZİ	72
6.	SONUÇ	84
	KAYNAKLAR	85
	ÖZGEÇMİŞ	87



SİMGE LİSTESİ

F	Kuvvet
M	Moment
P	Güç
d	Çap
i	Çevrim oranı
n	Devir sayısı
r	Yarıçap
v	Hız
w	Açısal hız
z	Diş sayısı, yapım oranı
α_0	Açı, kavrama açısı
η	Verim
σ	Gerilme
γ	Kesme gerilmesi
ν	Poission oranı

KISALTIMA LİSTESİ

BB	Fren bandı
CVT	Sürekli değişken vites
HC	Yüksek hız kavraması
LC	Düşük hız kavraması
OWC	Tek yönlü kavrama
RC	Geri hareket kavraması
VDT	Van Doorne Transmissie



ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1 Tork konvertörün yapısı ve elemanları	3
Şekil 2. 2 Basit bir planet dişli mekanizması	5
Şekil 2. 3 Planet dişli mekanizmasında 1.durum için hareket iletimi	5
Şekil 2. 4 Planet dişli mekanizmasında 2.durum için hareket iletimi	6
Şekil 2. 5 Planet dişli mekanizmasında 3.durum için hareket iletimi	6
Şekil 2. 6 Planet dişli mekanizmasında 4.durum için hareket iletimi	6
Şekil 2. 7 Planet dişli mekanizmasında 5.durum için hareket iletimi	7
Şekil 2. 8 Planet dişli mekanizmasında 6.durum için hareket iletimi	7
Şekil 2. 9 Planet dişli mekanizmasında 7.durum için hareket iletimi	7
Şekil 2. 10 Hidrolik kumanda ünitesinin dişli pompası	9
Şekil 2. 11 Governor valfinin montaj yeri	10
Şekil 2. 12 Birinci vites durumunda elemanlar arasındaki iletim	11
Şekil 2. 13 İkinci vites durumunda elemanlar arasındaki iletim	12
Şekil 2. 14 Üçüncü vites durumunda elemanlar arasındaki iletim	12
Şekil 2. 15 Geri vites durumunda elemanlar arasındaki iletim	13
Şekil 2. 16 4 ileri transakın kesit görünüşü	14
Şekil 2. 17 Birinci vites durumunda elemanlar arasındaki iletim	15
Şekil 2. 18 İkinci vites durumunda elemanlar arasındaki iletim	16
Şekil 2. 19 Üçüncü vites durumunda elemanlar arasındaki iletim	17
Şekil 2. 20 Dördüncü vites durumunda elemanlar arasındaki iletim	17
Şekil 2. 21 Geri vites durumunda elemanlar arasındaki iletim	18
Şekil 2. 22 CVT sisteminde hız iletiminin ayarlanması	20
Şekil 2. 23 CVT V kayışının yapısı	21
Şekil 2. 24 CVT sisteminin genel olarak şematik şekli	22
Şekil 2. 25 CVT sisteminde çevrim oranının sağlanması	23
Şekil 2. 26 CVT sistemi elemanları.....	24
Şekil 2. 27 Tiptronik vites sürücü kumanda üniteleri	27
Şekil 3. 1 Planet dişli mekanizmasının elemanları	28
Şekil 3. 2 Üç planet dişlisine sahip planet dişli mekanizması	29
Şekil 3. 3 Planet mekanizma çeşitleri	30
Şekil 3. 4 Planet dişli mekanizmasının sembolik gösterilişi	30
Şekil 3. 5 Planet dişli montaj durumu	31
Şekil 3. 6 Seri bağlı planet mekanizmanın sembolik gösterilişi	32
Şekil 3. 7 Paralel bağlı mekanizmanın sembolik gösterilişi	33
Şekil 3. 8 Elemanter bağlı bileşik planet mekanizmanın sembolik gösterilişi	34
Şekil 3. 9 Beş çarklı planet dişli mekanizması (Wolfrom Mekanizması)	35
Şekil 3. 10 Cyclo mekanizması	35
Şekil 3. 11 Basit alın dişli mekanizmasında etki-tepki kuvvet durumları	36
Şekil 3. 12 Üç çarklı planet dişli mekanizmasının eşdeğeri	40
Şekil 3. 13 Üç çarklı planet dişli mekanizmasındaki kuvvet ve momentler	40
Şekil 3. 14 Üç çarklı planet dişli mekanizmasında oluşan kuvvetler	41
Şekil 3. 15 Beş çarklı planet dişli mekanizmasındaki kuvvetler	43
Şekil 3. 16 Beş çarklı planet mekanizmasının kısmi mekanizmalara ayrılmış hali	45
Şekil 4. 1 Meshlemede kullanılan bazı tek boyutlu elemanlar	57
Şekil 4. 2 Meshlemede kullanılan bazı iki boyutlu elemanlar	58
Şekil 4. 3 Meshlemede kullanılan bazı üç boyutlu elemanlar	58
Şekil 4. 4 Meshleme yapılmış helisel dişli	59

Şekil 5. 1 Dişlilerin teması halinde oluşan normal kuvvet ve bileşenleri	72
Şekil 5. 2 Analizi yapılan planet dişli mekanizmasının katı modeli	73
Şekil 5. 3 İzoparametrik 8 düğüm noktalı dörtgen eleman	74
Şekil 5. 4 Dış güneş dişlisinin meshlenip yükleme yapılmış hali	76
Şekil 5. 5 Dış güneş dişlisine diş üstü bölgesinde uygulanan kuvvet için gerilme dağılımı	77
Şekil 5. 6 Dış güneş dişlisine bölüm dairesi bölgesinde uygulanan kuvvet için gerilme dağılımı.....	77
Şekil 5. 7 Dış güneş dişlisine diş dibi bölgesinde uygulanan kuvvet için gerilme dağılımı	78
Şekil 5. 8 Planet dişlisinin meshlenip yükleme yapılmış hali	79
Şekil 5. 9 Planet dişlisine diş üstü bölgesinde uygulanan kuvvet için gerilme dağılımı.....	79
Şekil 5. 10 Planet dişlisine bölüm dairesi bölgesinde uygulanan kuvvet için gerilme dağılımı.....	80
Şekil 5. 11 Planet dişlisine diş dibi bölgesinde uygulanan kuvvet için gerilme dağılımı	80
Şekil 5. 12 İç güneş dişlisinin meshlenip yükleme yapılmış hali.....	81
Şekil 5. 13 İç güneş dişlisine diş üstü bölgesinde uygulanan kuvvet için gerilme dağılımı	82
Şekil 5. 14 İç güneş dişlisine bölüm dairesi bölgesinde uygulanan kuvvet için gerilme dağılımı.....	82
Şekil 5. 15 İç güneş dişlisine diş dibi bölgesinde uygulanan kuvvet için gerilme dağılımı.....	83



ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2. 1 Basit planet dişli mekanizmasında hareket iletimindeki ilişkiler	8
Çizelge 2. 2 Transakstaki fren bant ve kavramaların viteslere göre durumları	18
Çizelge 3. 1 İç güç akış durumuna göre moment değerleri	53
Çizelge 3. 2 Planet dişli mekanizmalarındaki verim denklemleri	54
Çizelge 5. 1 İzoparametrik 8 düğüm noktalı dörtgen elemana ait şekil fonksiyonları.....	74
Çizelge 5. 2 Dış güneş dişlisi için analiz sonuçları	76
Çizelge 5. 3 Planet dişlisi için analiz sonuçları	78
Çizelge 5. 4 İç güneş dişlisi için analiz sonuçları.....	81



ÖNSÖZ

Bu çalışmamda bana yardımcı olan hocam Doç.Dr.Ferhat Dikmen'e, Doç.Dr.Uğur Kesgin'e, Yard.Doç.Dr.Bora Yıldırım'a, özellikle sevgili anneme, ablama, enişteme, ağabeyime, yengeme, aileme ve yardımları ile bana destek olan kuzenim mühendis Ömer Faruk Güven'e, mühendis arkadaşım E.Sinan Erkan'a teşekkür ederim.



ÖZET

Gelişen teknoloji ve çeşitlenen müşteri beklentileriyle otomotiv sektöründe otomatik vites kutularının kullanımı hızla yaygınlaşmıştır. Bunun sonucunda da klasik otomatik vites kutuları da geliştirilerek sürekli değişken otomatik vites kutuları ve tiptronik otomatik vites kutuları üretilmiştir.

Bu çalışmada otomatik vites kutularının ana parçaları olan tork konvertör, elektronik hidrolik kontrol ünitesi ve planet dişli mekanizmaları genel olarak açıklandı. Planet dişli mekanizmalarında hareket iletimi esnasında dişliler arasındaki ilişkiler irdelendi. Otomatik vites kutusunda kullanılacak bir basit planet dişli mekanizmasının sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme analizi yapıldı. Analiz sonucunda dişlilerde gerilmelerin diş dibi ve temas yüzeylerinde yoğunlaştığı gösterildi.

Sonuç olarak dişlilerin üretiminde dayanımı daha yüksek malzeme kullanımı ve dişlilerin tümüyle ya da bölgesel olarak ısıl işlemle sertleştirilmesi önerilebilir.

Anahtar Kelimeler : Otomatik vites kutuları, planet dişli mekanizmaları, sonlu elemanlar yöntemi, gerilme analizi, Ansys.



ABSTRACT

The use of automatic transmissions has rapidly increased due to the developments in technology and variations in customer expectations. As a result of this, classical automatic transmissions were improved, continuously variable transmissions and tiptronic automatic transmissions were produced.

In this study, the main parts of automatic transmissions which are torque convertor, electronic hydraulic control unit and planetary gear mechanisms were explained generally. In planetary gear mechanisms the relations between gears were examined during motion transmission. The stress analyses of simple planetary gear mechanism, which can be used in automatic transmissions were conducted by using finite element method. After these analyses, it was demonstrated that stresses were concentrated at the root of gear and contact face.

As a result, the use of stronger materials in gear production and hardening gears either completely or locally by using heat treatment can be proposed.

Keywords: Automatic transmissions, planetary gear mechanisms, finite element method, stress analysis, Ansys.



1.GİRİŞ

Otomotiv sektörü, sanayi devrimi ile birlikte 20.yüzyılın başlarından itibaren günümüze dek hızlı gelişimini ve rekabet düzeyini korumuştur. Gelişen teknoloji ile paralel olarak artan müşteri beklentileri sanayide tasarım, mühendislik, malzeme, konfor, çevre faktörü gibi farklı alanlarda sürekli gelişim ilkesini zorunlu kılmaktadır.

Son yıllarda otomobillerde kullanımı hızla artan, müşterilerin standart talepleri arasına giren otomatik vites kutusu donanımı; konfor ve sürüş kolaylığı unsurlarını ön plana çıkarmaktadır. İlk olarak 1910'lu yıllarda temelleri atılmaya başlayan otomatik vites kutuları ve değişik tipteki vites kutuları (CVT, Tiptronik vs.) zaman içinde büyük gelişme kaydetmişlerdir. [Ewert, 1998; Gott, 1991]

Otomatik vites kutularındaki başlıca gelişmeler yakıt tüketimi ve tasarım konularında olmuştur. Benzin tüketiminde düz (manuel) vites kutularına göre hala avantajlı olmamasına rağmen sürekli iyileştirmeler gerçekleştirilmiştir. Diğer yandan tasarım olarak otomatik vites kutularının elemanlarında çeşitli değişiklikler de göze çarpmaktadır. Tork konvertörün gelişimi bunlardan sadece biridir. [Ewert, 1998; Gott, 1991]

Otomatik vites kutusunun başlıca elemanları arasında hidrolik elektronik kontrol ünitesi, tork konvertör, planet dişli grupları yer almaktadır. Bu çalışmada otomobillerde kullanılan otomatik vites kutuları ve elemanlarından biri olan planet dişli mekanizmaları genel olarak incelenip planet dişli mekanizmasının sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme analizi yapılmıştır.

Dişlilerde zorlanma sonucu genelde diş dibinde hasar olduğu ve diş dibi kırılması meydana geldiği bu konu üzerinde daha önce yapılan çalışmalarda sonuç olarak ortaya çıkarılmıştır. Bu sonuç, otomatik vites kutusunda kullanılabilir dişliler için çalışmamızda irdelenmiştir.

2. OTOMOBİLLERDE KULLANILAN OTOMATİK VİTES KUTULARI

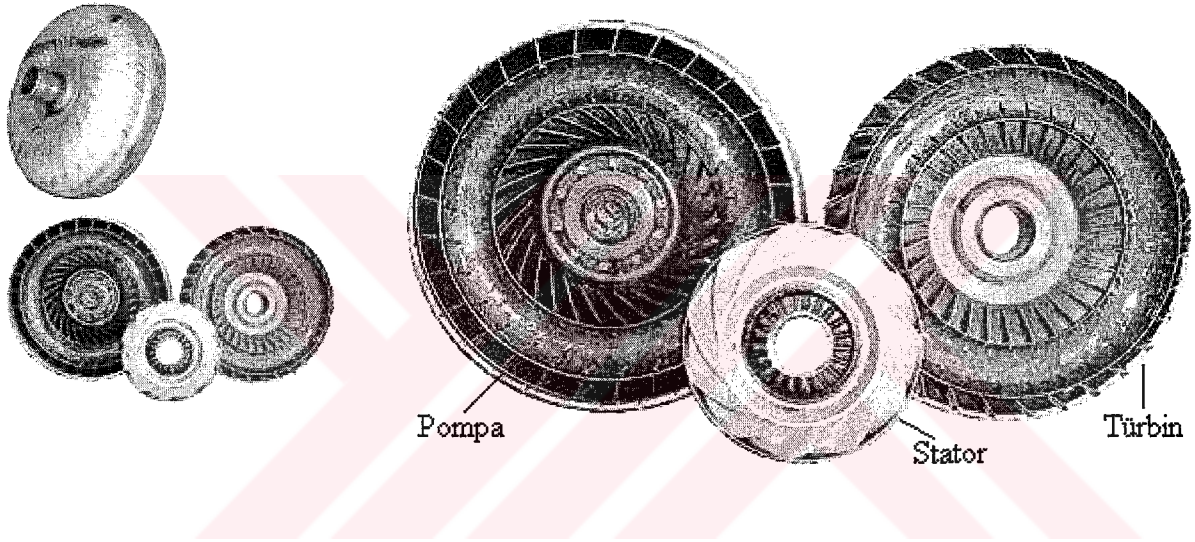
Otomobillerde kullanılan vites düzenekleri zaman içinde gelen talepler doğrultusunda üreticiler tarafından geliştirilmiştir. Düz vites kutularının avantajları halen fazla olmasına rağmen zaman içinde sürüş kolaylığı ve konfor açısından gelen talepler doğrultusunda otomatik vites kutularının kullanımı artmıştır. Yeni nesil otomatik vites kutularının yakıt tüketimi açısından performansının iyileşmesine karşın düz vites kutularının verdiği performansı yakalamış değildir. Klasik otomatik vites kutularının yanında gelişen bir vites kutusu çeşidi de CVT (Continuously Variable Transmissions)' lerdir. Sürekli değişken vites fikri otomobilin icadı ile kafalarda oluşmasına rağmen yeterince gelişme sağlanamadığı için yakın zamana kadar araştırma aşamasında kalmıştı. Fakat zaman içinde yapılan ar-ge çalışmaları ile klasik otomatik vites kutularının performansını aratmayacak seviyeye gelmiştir. Günümüz otomobillerinde yavaş yavaş yerini alan CVT' ler yakın zaman içinde kullanım yüzdelerini arttıracığının sinyallerini vermektedir. Çeşitli büyük otomobil firmalarının bu konu üzerinde yoğunlaşmaları bunu göstermektedir. Ayrıca tiptronic otomatik vites kutuları da sürücüye otomatik vites kutusu gibi hizmet verirken sürücü istediği zaman aracını düz vites kutusuna sahip araç gibi kullanması sağlamaktadır. Otomatik vites kutuları değişik ünitelerden oluşmaktadır. Değişik firmaların ürettiği otomatik vites kutuları, bu ünitelerin değişik kombinasyonlarda, ufak değişikliklerle biraraya getirilmesi ile oluşturulmuştur. Üniteler içinde yapılan değişiklikler nedeniyle birbirlerinden çeşit olarak ayrılmasına neden olur. Örneğin planet dişli gruplarının simpson, ravigneaux gibi değişik konstrüksiyondaki yapılarının kullanımı gibi.

2.1 Klasik Otomatik Vites Kutuları ve Genel Yapısı

Klasik otomatik vites kutuları, ünitelerinin çeşitli yapılarda olması ile farklılık göstermesine karşın genel olarak tork konverter (moment dönüştürücü), planet dişli grupları ve hidrolik + elektronik kumanda ünitesi olmak üzere üç üniteden oluşur. Özellikle elektronik alanındaki gelişmeler, sadece hidrolik sistemlerle kontrol edilen otomatik vites kutularını da etkileyerek hidrolik ve elektronik bileşimi olan kumanda sistemi kullanılmasına neden olmuştur.

2.1.1 Tork Konvertörün Yapısı ve Çalışma Şekli

Tork konvertör (moment dönüştürücü), otomatik vites kutularında kullanılan hidrolik kavramalara benzerlik gösterir. Tork konvertör, pompa, stator ve türbin olmak üzere üç ana kısımdan oluşur. Bunlardan pompa, tork konvertörün hareket veren kısmıdır ve doğrudan krank miline bağlıdır. Türbin döndürülen parçadır ve planet dişli grubuna bağlanmıştır. Stator ise tek yönlü harekete izin verilmiş şekilde, muhafaza gövdesi ile sabit olarak bağlanmış kamalı mile bağlanmıştır. Hidrolik kavramada olduğu gibi pompanın yüksek hızlarında türbinden geri dönen yağlar verimi düşürmektedir. Bunu engellemek için stator konulmuştur. Stator ayrıca hidrolik kavramada olduğu gibi hız değişimlerinin daha az hissedilmesini sağlar.



Şekil 2. 1 Tork konvertörün yapısı ve elemanları [3]

Tork konvertörün genel olarak çalışması şöyledir:

Motordan gelen hareket ile dönen pompa, kanatları arasında bulunan yağı merkezkaç kuvveti ile dışarıya doğru fırlatır. Yağ, yüksek hızla türbin kanatlarına yönelir ve sahip olduğu enerji türbin çarkının içindeki kanatlarda mekanik enerjiye dönüşür. Akan yağ, pompa çarkının dönüş yönünde düşük devirde yaklaşık olarak karşı yönde türbin kanatlarını terk eder. Stator kanatlarına çarpar ve pompa ile türbinin dönüş yönüne ters yönde döndürmeye çalışır ama tek yönlü hareket eden stator yağ akış yönünü değiştirerek uygun bir açı ile pompaya gönderir.

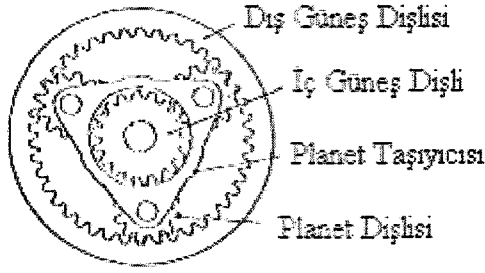
Tork konvertörün iki işlevi vardır. Bunlar dönüştürme ve kavrama işlevleridir. Dönüştürme işlevinde araç ilk hareketi ve artan araç hızı olarak iki kademedeyi inceleyebiliriz. Araç ilk hareketinde yani kalkışta türbin hareketsiz durumdadır. Yağ akımı, türbin çarkının kanatları

ile saptırılır. Bu da türbin kanatlarında yığılma yapar. Türbin dönmeye başlar, bu kademedede döndürme momentinin artışı en yüksek değerdedir. Aracın hızı arttıkça yani krank milinin devri arttıkça türbinin devir sayısının artması ile akış olayının yayılması sağlanır. Çünkü yağ akış yönü hala türbin dönüş yönündedir. Türbin kanatlarıyla yağ akış yönünün sapması azalır. Yağ akışı artık statorun kanatlarına daha fazla gelmez. Dönme momentinin aktarımı azalır. Sonuçta pompa ve türbin arasındaki devir sayısı farkı ne kadar büyük olursa, türbin kanatlarıyla yağ akışının saptırılması o kadar fazla olur. Stator kanatlarının üstüne gelen doğrudan yağ akışı o kadar artar ve buna bağlı olarak döndürme momenti artışı o kadar büyük olur. Kavrama işlevinde ise pompa ile türbin hemen hemen eşit hızla döndüklerinde, türbin kanatları ile yağ akışı daha fazla saptırılmaz. Yağ akışı stator kanatlarının ön tarafına rastlamaz, stator kanatlarının arka tarafını yalayıp geçer. Bundan sonra tork konvertör hidrolik kavrama gibi davranır, döndürme momenti daha fazla artmaz 1:1 oranında iletilir. Tork konvertörler de kendi içinde statörün tek yönde sabitlenmesi için başvurulan yöntem, içerdiği elemanlara göre sınıflandırılabilir. Statörün sabitlenmesinde kilitli tork konvertörler, pistonlu tork konvertörler, santrifüj etkili tork konvertörler şeklinde çeşitleri mevcuttur.

2.1.2 Planet Dişli Grupları (Mekanizmaları) ve Çalışma Prensipleri

Planet dişli grupları, tork konvertörden gelen moment ve hareketi istenilen oranlarda iletilmesini sağlar. Bu oranlara getirebilmek için planet dişli grubunda (mekanizmasında) belirli elemanların kimi zaman sabitlenmesi kimi zamanda hareketlendirilmesi gerekir. Bu da hidrolik + elektronik kontrol ünitesi ile olur.

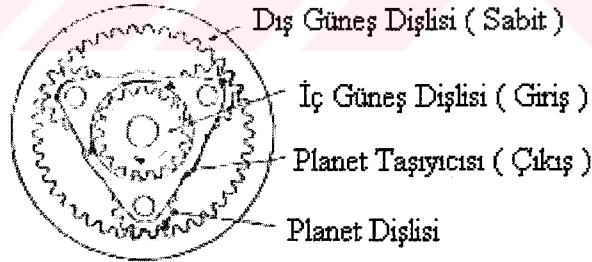
Basit bir planet dişli grubu, dış güneş (yörünge) dişlisi, iç güneş dişlisi, planet (pinyon) dişli(ler) ve planet dişli taşıyıcısından (kolundan) meydana gelir. Dış güneş dişlisi otomatik vites kutularında genellikle iç dişli olur. İç dişli bilindiği üzere içi boş bir silindir içine diş açılması ile oluşan dişlidir. İç güneş dişlisi daima dış dişlidir. Yani bir silindirin dışına diş açılması ile oluşan dişlidir. Planet dişliler de daima dış dişlidir. Sayısı genelde birden fazla olur. Bunun nedeni iletilen momentin düşürülmesi ve dengeli iletim sağlanması içindir. Planet taşıyıcı ise değişik konstrüktif şekillerinde yapılmakla beraber planet dişlilerini üzerinde taşır. Planet dişlileri planet taşıyıcı üzerine yataklandırılmıştır. Şekil 2.2' de basit bir planet dişli grubu görülmektedir.



Şekil 2. 2 Basit bir planet dişli mekanizması [Erjavec vd.,1992]

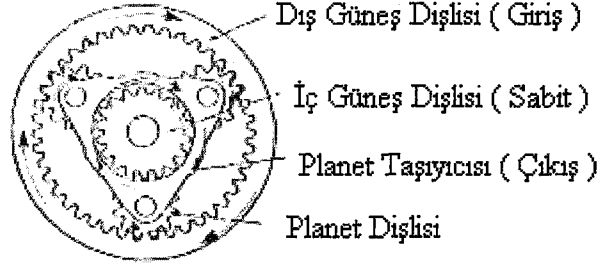
Planet dişli mekanizmasındaki elemanların sabit tutulması ile değişik kombinasyonlarda hareket iletimi sağlanmaktadır. Bunlardan kısaca bahsetmek gerekirse basit bir dişli mekanizmasında dış güneş dişli, iç güneş dişli, planet dişlisi veya dişlileri ve planet taşıyıcı bulunmaktadır.

Birinci durumda dış güneş dişlisi sabit tutulup giriş iç güneş dişlisinden hareket verilmesi durumunda çıkış planet taşıyıcısındanadır. Bu durumda elde edilebilecek azami redüksiyon elde edilir. En büyük tork değeri ile en küçük hız sağlanmış olunur.[Erjavec vd.,1992]

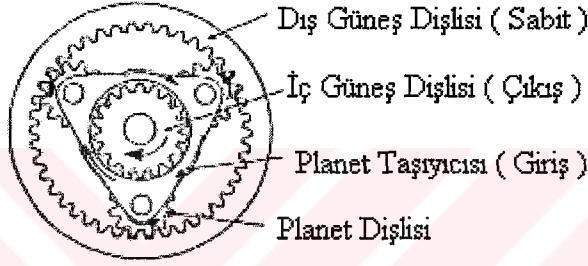


Şekil 2. 3 Planet dişli mekanizmasında 1.durum için hareket iletimi [Erjavec vd.,1992]

İkinci durumda iç güneş dişlisi sabit tutulup dış güneş dişlisinden hareket verilip planet taşıyıcısından çıkış elde edilmesi halinde asgari redüksiyon sağlanmış olur. İyi bir tork değeri ile orta ila yüksek arası bir hız elde edilir. [Erjavec vd.,1992]

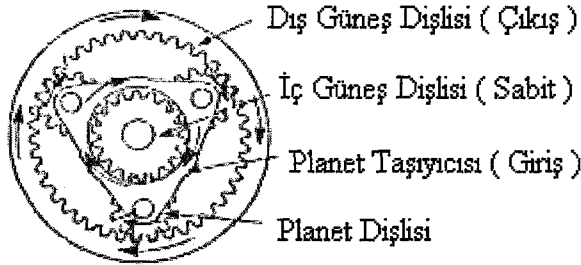


Şekil 2. 4 Planet dişli mekanizmasında 2.durum için hareket iletimi [Erjavec vd.,1992]
Üçüncü durumda ise dış güneş dişlisi sabit tutulup planet taşıyıcısından hareket verildiğinde iç güneş dişlisinden hareket alınır. Bu durumda en düşük tork değeri ile en yüksek hız değeri elde edilmiş olunur. [Erjavec vd.,1992]



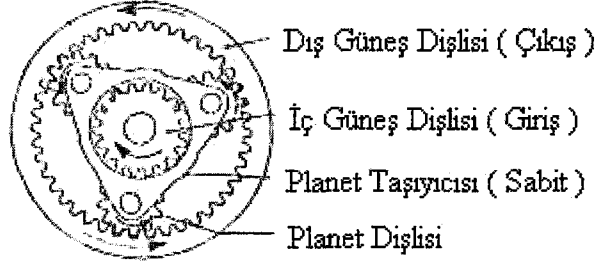
Şekil 2. 5 Planet dişli mekanizmasında 3.durum için hareket iletimi [Erjavec vd.,1992]

Dördüncü durumda iç güneş dişlisi sabit tutulup planet taşıyıcısından hareket verilmesi ile dış güneş dişlisinden çıkış elde edilir. Bu durumda daha yavaş bir hızlanma söz konusudur. [Erjavec vd.,1992]



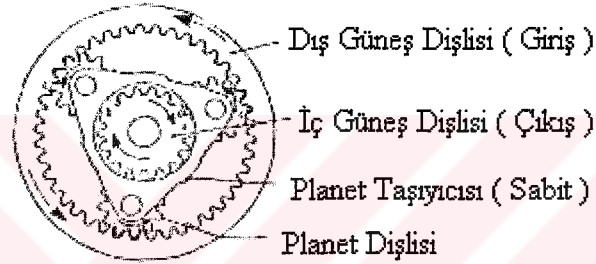
Şekil 2. 6 Planet dişli mekanizmasında 4.durum için hareket iletimi [Erjavec vd.,1992]

Beşinci durumda ise planet taşıyıcı sabitlenip hareket iç güneş dişlisinden verilir ve çıkış dış güneş dişlisin elde edilir. Aracın geri yönde yavaş gidilmesini sağlar. [Erjavec vd.,1992]



Şekil 2. 7 Planet dişli mekanizmasında 5.durum için hareket iletimi [Erjavec vd.,1992]

Altıncı durumda planet taşıyıcısı sabit olup hareket iletimi dış güneş dişlisinden iç güneş dişlisine doğrudur. Böylece aracın geri yönde hızlı ilerlemesi sağlanmış olur. [Erjavec vd.,1992]



Şekil 2. 8 Planet dişli mekanizmasında 6.durum için hareket iletimi [Erjavec vd.,1992]

Yedinci durumda ise giriş iç güneş dişlisinden olur fakat çıkış yoktur. Dış güneş dişlisi ile planet taşıyıcısı serbest bir şekilde dönerler hareket iletimi yapmazlar. Bu da aracın boş vites konumunu karşılar. [Erjavec vd.,1992]



Şekil 2. 9 Planet dişli mekanizmasında 7.durum için hareket iletimi [Erjavec vd.,1992]

Bu kombinasyonlar, çizelge 2.1' de özetlenmiştir.

Çizelge 2. 1 Basit planet dişli mekanizmasında hareket iletimindeki ilişkiler [Erjavec vd.,1992]

İç Güneş Dişlisi	Planet Taşıyıcısı	Dış Güneş Dişlisi	Hız	Tork	Dönüş Yönü
1. Giriş	Çıkış	Sabit	Azami redüksiyon	Artar	Girişle aynı yönde
2. Sabit	Çıkış	Giriş	Asgari redüksiyon	Artar	Girişle aynı yönde
3. Çıkış	Giriş	Sabit	Azami artış	Redüksiyon	Girişle aynı yönde
4. Sabit	Giriş	Çıkış	Asgari artış	Redüksiyon	Girişle aynı yönde
5. Giriş	Sabit	Çıkış	Redüksiyon	Artar	Girişle ters yönde
6. Çıkış	Sabit	Giriş	Artış	Redüksiyon	Girişle ters yönde
7. Hiçbir eleman sabitlenmediği zaman çıkış elde edilmez boş vites sağlanmış olunur.					

2.1.3 Yardımcı Mekanik Elemanlar

Aracın uygun viteste seyretmesi için değişik planet dişli elemanlarının sabitlenmesi gerekmektedir. Bu sabitleme işlemi değişik mekanik elemanların yardımı ile yapılmaktadır. Bu elemanlar hidrolik olarak kontrol edilmektedir. Hangi viteste çalışılması gerektiği elektronik kontrol ünitesi ile belirlendiğinde hangi fren ve kavramaların aktif veya duruma geçeceği belirlendikten sonra hidrolik devreler sayesinde kavrama ve ayırma işlemleri gerçekleştirilir. Otomatik vites kutularında kullanılan belli başlı elemanlar çok lamelli kavramalar, fren bantları ve tek yönlü kavramlardır.

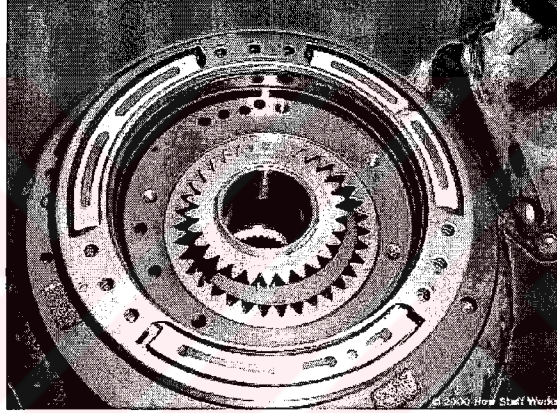
Çok lamelli kavramalar, dış gövdesinin içinde kayıcı şekilde sıralanmış disklerden meydana gelir. Diskler hidrolik etkisiyle birbirleri etki ederek kavram olayını gerçekleştirirler. Hidrolik etkisi azalınca yağ etkisi ile disklerin kavrama durumu ortadan kalkar.[Staudt,2003]

Fren bantları bir uçları gövdeye sabitlenmiş diğer ucu ise servo piston koluna dayanmış vaziyettedir. Basınçlı hidrolik kavrama durumunda fren bandını piston yardımı ile iterek planet dişli mekanizma elemanın sabitlenmesini sağlar.[Staudt,2003]

Tek yönlü kavrama, adın da anlaşıldığı gibi planet dişli mekanizma elemanının tek yönde dönmesine izin verir.

2.1.4 Elektronik ve Hidrolik Kumanda Ünitesi

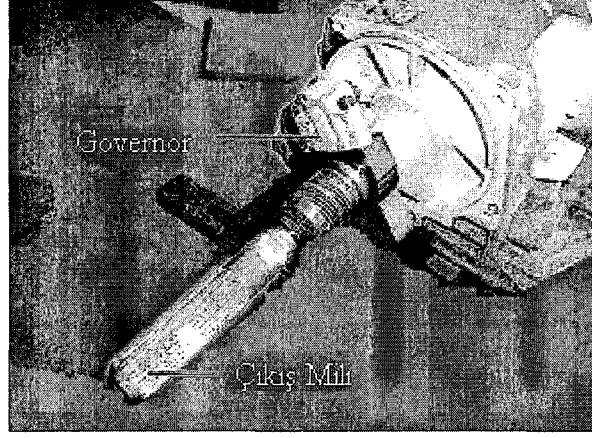
Elektronik ve hidrolik kumanda ünitesi, otomatik vites kutusunun araç için gereken vitesi hizmete sokmasında değişik kademelerde sağlayan bölümdür. Belli başlı elemanları vites kontrol ünitesi (elektronik beyin), sensörler (müşirler), hidrolik pompa, kelebek valfi, governor valfi, geçiş valfleri ve çeşitli düzenleyici valflerdir. Hidrolik pompa dişli pompa



Şekil 2. 10 Hidrolik kumanda ünitesinin dişli pompası [3]

olup genellikle vites kutusunun alt kısmında bulunur. Hidrolik sistemin ihtiyacı olan hidroliği devreye sokar ayrıca tork konvertöre ve vites kutusunun soğutulması için hidroliği yönlendirir. [Heisler,1999]

Governor valfi ise aracın hızını hissederek giriş basıncını governor basıncı olarak bilinen değişik basınçlarda diğer valflere yönlendirir. Governor çıkış mili üzerine monte edilmiştir.



Şekil 2. 11 Governor valfinin montaj yeri [3]

Kelebek valfi ise aracın hangi durumda çalıştığını hissederek devre basıncını ayarlayarak geçiş valflerine yollar. Geçiş valfleri vites değişimlerini sağlar 1-2, 2-3, 3-4 gibi yüksek vites geçirdiği gibi 4-3, 3-2, 2-1 alt viteslere geçmesini sağlar. [Heisler,1999]

2.1.5 Vites Durumları

Otomatik vites kutularının şasi içerisinde yerleşimi daha çok aracın çekiş tipine bağlıdır. buna göre otomatik vites kutusu küçük konstrüktif değişiklikler ile araca uygunluk sağlar. Aracın önden veya arkadan çekişli olmasına göre otomatik vites kutusu isimlendirilir. Önden çekişli araçlarda kullanılan otomatik vites kutularına transaks denilmektedir. Lakin diğer otomatik vites kutularından çok farklı değildir. Sadece hareket iletimi için ayrı bir tertibat kullanılır. Otomatik vites kutuları, manuel vites kutularından farklı olarak sürücüye vites seçiminde değişik bir sunumda bulunur. Otomatik vites kutularında vitesler aracın hareket yönüne bağlı olarak seçim yapılması istenir. Araç ileri yönde gidecekse D ve L vitesleri seçilmelidir. D, sürekli ileri hareket sağlayan vites durumudur. Aracın ileri bütün vites kademelerini kapsar. Yani D vites konumuna getirildikten sonra aracı 1.,2.,3.,4. ... viteslerinde kullanılmasını sağlar. L ise arazi ve düşük hız vitesidir. 1. ve 2. vitesi kapsar. Aracın geri hareketi için vites kumanda ayarı R vites konumuna getirilmelidir.

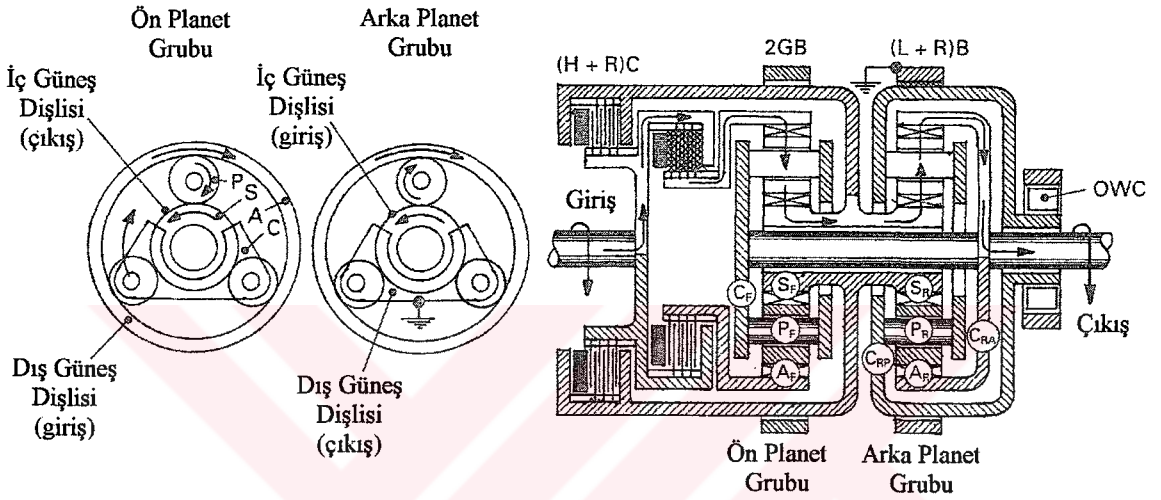
Aracın park edildikten vites kumanda birimi sonra P, vitesin boş konumda olması için N konumuna getirilmelidir. Otomatik vites kutularında kullanılan planet dişli sistemleri ile değişik tipte vites düzenleri çalışma elde edilmektedir. Daha önce bahsedildiği gibi simpson, ravigneaux ... tipte planet dişli düzenleri bulunmaktadır. Burada simpson planet dişli düzeneği kullanan otomatik vites kutusu ve transakstaki vites durumları incelenmiştir.

Simpson planet dişli düzenine sahip otomatik vites kutusundaki vites durumları

(3 ileri + geri)

1) 1.vites durumu:

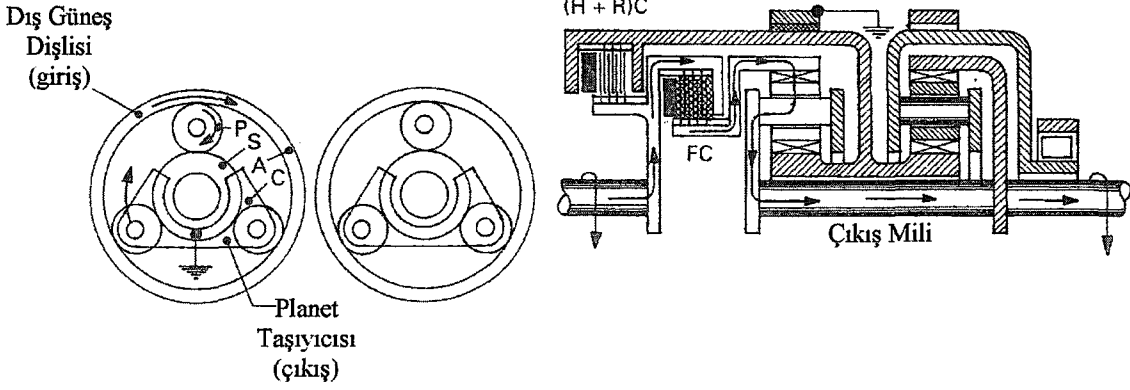
Ön kavrama (FC) ile tek yönlü kavramanın (OWC) bağlanması ile güç akışı giriş milinden ön planet dişli grubunun dış güneş dişlisine doğrudur. Ön planet dişli grubunun dış güneş dişlisinin (-) yöndeki hareketi nedeniyle planet dişlileri (-) yönde döner. Bu nedenle iki dişli grubunun da iç güneş dişlileri (+) yönde döner (Şekil 2.12). [Heisler,1999]



Şekil 2. 12 Birinci vites durumunda elemanlar arasındaki iletim [Heisler,1999]

2) 2. vites durumu

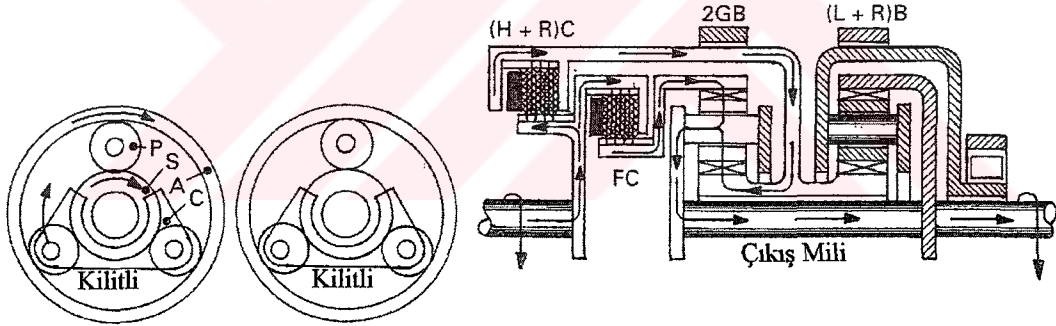
Ön kavrama ile 2. vites fren bandı (2GB) bağlı olması ile güç akışı ön planet dişli grubunun dış güneş dişlisine doğru olur. 2. vites fren bandı ile planet dişli çifti tutulur. Ön planet dişli grubunun dış güneş dişlisinin (-) yöndeki hareketi planet dişlilerini kendi milleri etrafında dönmeye zorlar. Sabit tutulan iç güneş dişlisi etrafında (-) yönde yuvarlanırlar (Şekil 2.13). Böylece biraz hız düşürülerek 1.vitesten yüksek çıkış eldesi olur. [Heisler,1999]



Şekil 2. 13 İkinci vites durumunda elemanlar arasındaki iletim [Heisler,1999]

3) 3. vites durumu:

Ön kavrama ile yüksek ve geri hız kavramalarının bağlanması ile güç akışı giriş milinden planet dişli çiftinin ve ön planet dişli grubunun dış güneş dişlisine doğru olur. Hareketleri (-) yöndedir. Ön ve arka planet dişlileri aynı hızda ve yönde döner (Şekil 2.14). Redüksiyon olmaz. Birebir iletim olur. (1:1) [Heisler,1999]

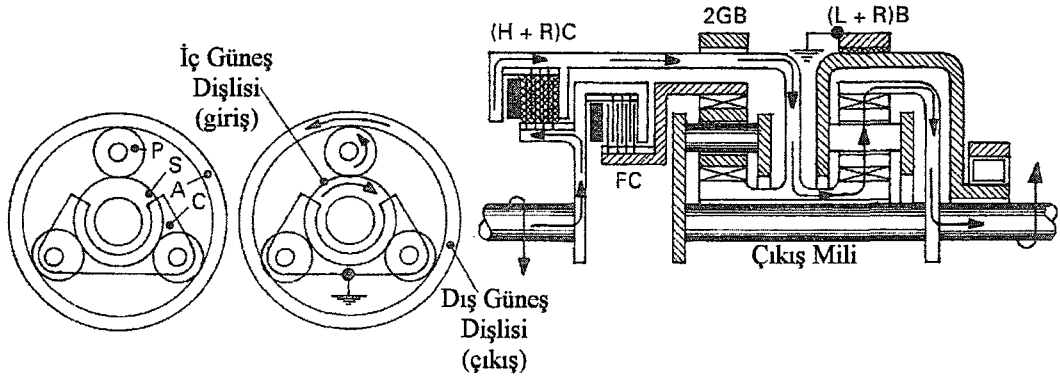


Şekil 2. 14 Üçüncü vites durumunda elemanlar arasındaki iletim [Heisler,1999]

4) Geri vites durumu:

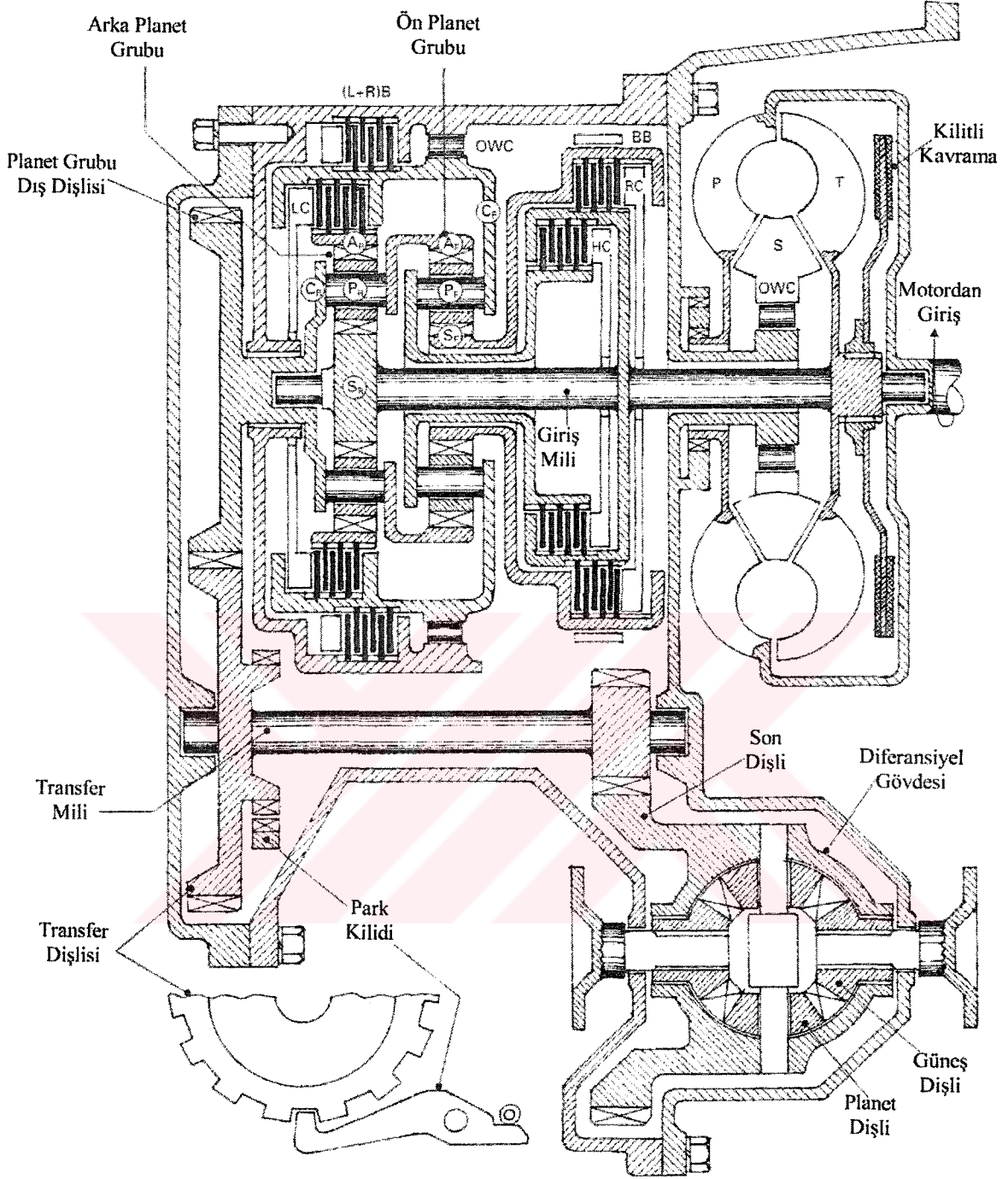
Geri vites durumunda ise düşük hız ve geri fren bantları ile geri ve yüksek hız kavramaları bağlı durumdadır. Düşük hız ve geri fren bantları ile arka planet dişli grubunun planet taşıyıcısının tutulması yüzünden güç akışı, yüksek hız ve geri kavramalar ile giriş milinden arka planet dişli grubunun iç güneş dişlisine doğrudur. Planet dişlileri de kendi milleri etrafında (+) yönde dönmeye zorlanırlar. Onlar da arka planet dişli grubunun dış güneş dişlisini (+) yönde dönmeye zorlar (Şekil 2.15). Böylece çıkış düşük hızda lakin motor

hareket yönüne terstir. [Heisler,1999]



Şekil 2. 15 Geri vites durumunda elemanlar arasındaki iletim [Heisler,1999]

Günümüz araçlarında 3 ileri kademeli otomatik vites kutusu kullanılmamaktadır. Bunun yerine 4 veya 5-6 ileri kademeli otomatik vites kutuları kullanılmaktadır. Bunlardan biri de Nissan marka araçlarda kullanılan 4 ileri kademeli otomatik vites kutularıdır (Şekil 2.16). Daha önce de bahsedildiği gibi önden çekişli araçlar için uyarlanmış otomatik vites düzeneğine transaks denilmektedir. [Heisler,1999]



Şekil 2. 16 4 ileri transaksın kesit görünüşü [Heisler,1999]

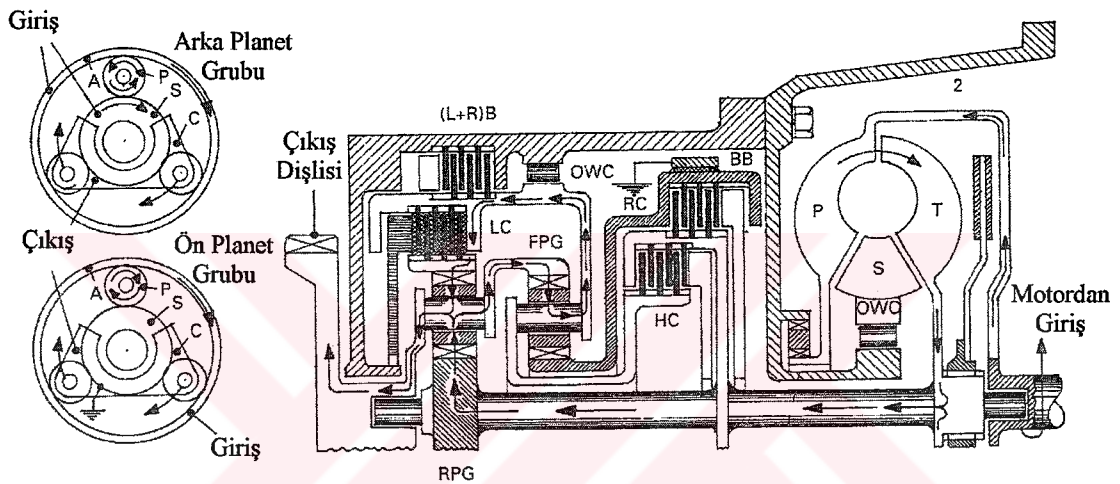
Transakstaki vites durumları (Nissan Primera’da kullanılan)

1) N boş vites durumu:

Bu durumda vites kumanda birimi N’ de olup tüm kavramalar ve fren bantları çözülmüş haldedir. Bu nedenle tork konvertör ile planet dişli grup çıkışı birbirinden ayrılmış olur. [Heisler,1999]

2) P park vites durumu:

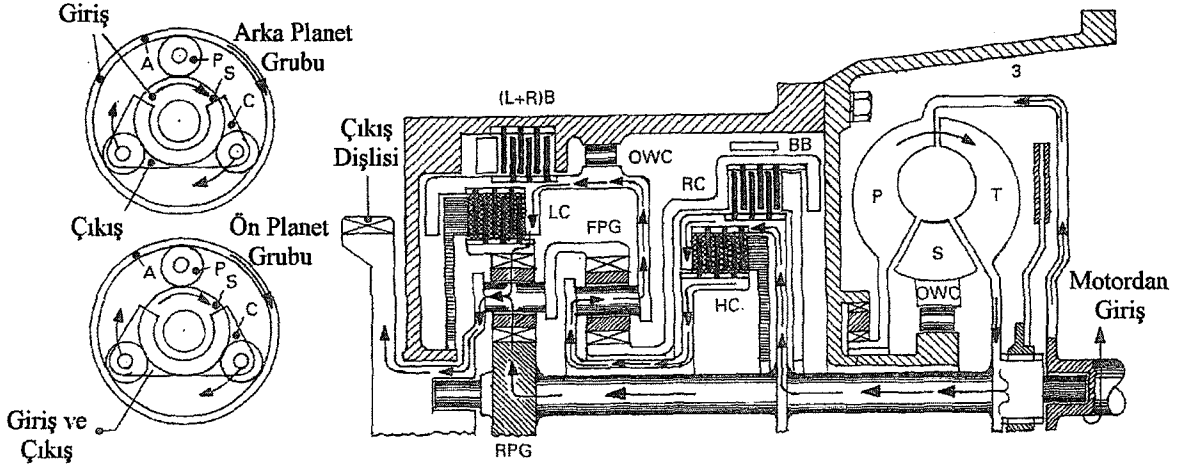
planet dişli grubunda dış güneş dişlisi iç güneş dişlisi ile aynı yönde (-), hızda döner. Çıkış üzerinden olan arka planet dişli grubunun planet taşıyıcısı ön planet dişli grubunun dış güneş dişlisine bağlandığından, ön planet dişli grubunun dış güneş dişlisi planet dişlilerini (-) yönde döndürür (Şekil 2.18). Bu nedenle ön planet dişli grubunun planet taşıyıcısı arka planet dişli grubunun dış güneş dişlisini (-) yönde çevirir. Arka planet dişli grubunun iç ve dış güneş dişlilerinin (-) yönde dönmesiyle planet dişlileri daha yavaş döner. Böylece arka planet dişli grubunun planet taşıyıcısının hızı artar. 1. vitesten daha hızlı hareket sağlanır. [Heisler,1999]



Şekil 2. 18 İkinci vites durumunda elemanlar arasındaki iletim [Heisler,1999]

5) D 3.vites durumu:

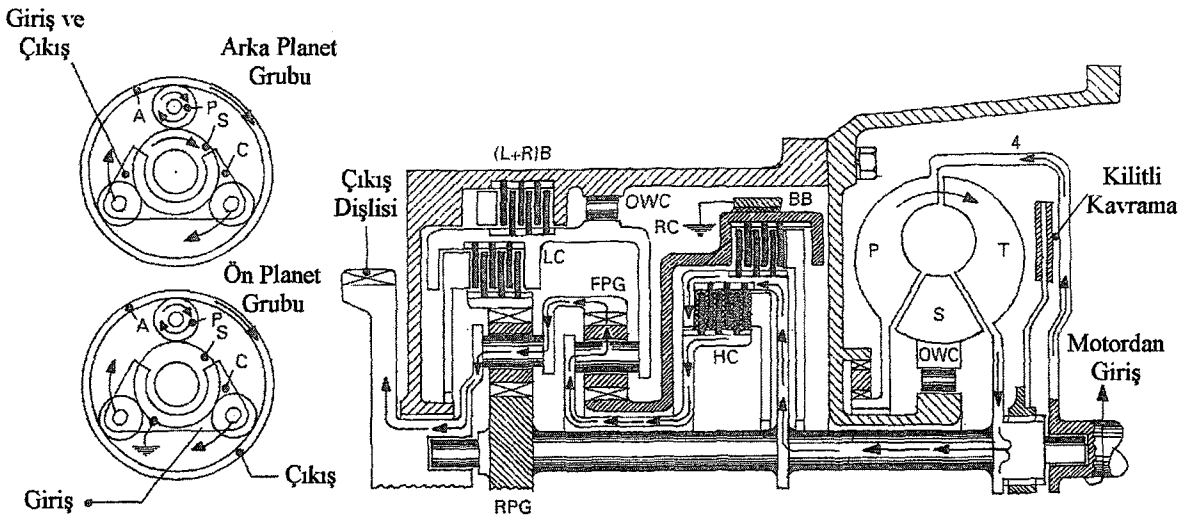
Düşük ve yüksek hız kavramaları bağlı haldedir. Yüksek hız kavraması giriş milini ön planet dişli grubunun planet taşıyıcısına bağlarken düşük hız kavraması ön planet dişli grubunun planet taşıyıcısını arka planet dişli grubunun dış güneş dişlisine bağlar. Güç akışı, tork konvertör ile giriş mili üzerinden arka planet dişli grubunun iç güneş dişlisine doğrudur. Aynı zamanda yüksek ve düşük hız kavramaları ön planet dişli grubunun planet taşıyıcısı ile arka planet dişli grubunun dış güneş dişlisine güç akışı sağlar (Şekil 2.19). Arka planet dişli grubunun iç ve dış güneş dişlileri aynı yönde ve hızda dönerken çıkış miliyle ön planet dişli grubunun planet taşıyıcısının hızları aynıdır. [Heisler,1999]



Şekil 2. 19 Üçüncü vites durumunda elemanlar arasındaki iletim [Heisler,1999]

6) D 4.vites durumu:

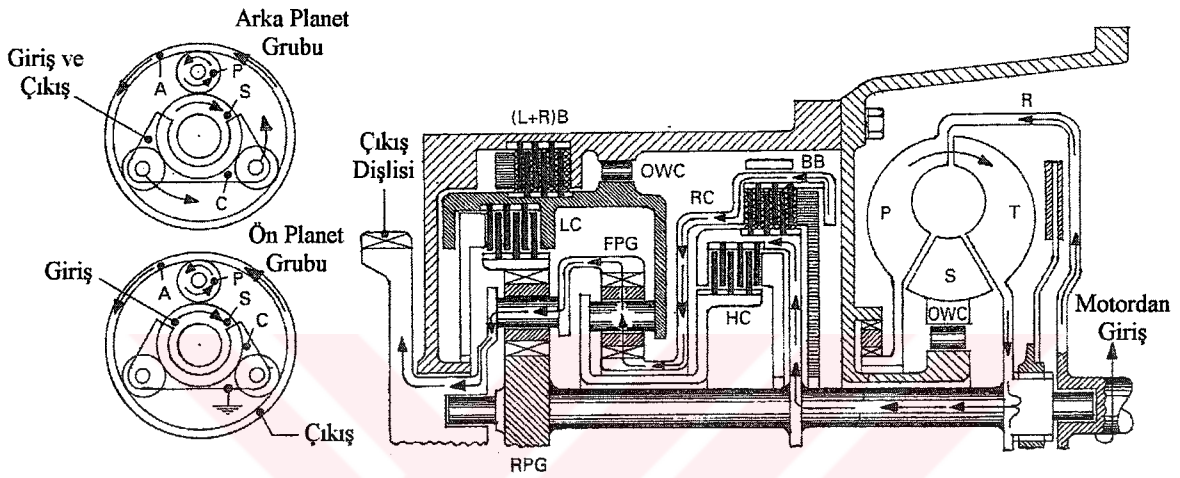
Yüksek hız kavraması ile fren bandı (BB) bağlı durumdadır. Fren bandı ön planet dişli grubunun iç güneş dişlisini sabit tutar oysa yüksek hız kavraması ön planet dişli grubunun planet taşıyıcısına güç akışı sağlar (Şekil 2.20). Bunun sonucu olarak ön planet dişli grubunun planet dişlileri tutulup iç güneş dişlisi üzerinde etrafında dönmeye zorlanırlar. Bu nedenle ön planet dişli grubunun dış güneş dişlisi (-) yönde artan hızla döner. Güç akışı, arka planet dişli grubunun planet taşıyıcısı ile çıkış dişlisine giriş milinden daha devirli olarak iletilir. [Heisler,1999]



Şekil 2. 20 Dördüncü vites durumunda elemanlar arasındaki iletim [Heisler,1999]

7) G geri vites durumu:

Düşük hız ve geri fren bantları ile geri kavrama bağlı durumdadır. Fren bantları ön planet dişli grubunun planet taşıyıcısını sabit tutar. Güç, geri kavramadan ön planet dişli grubunun dış güneş dişlisine doğru iletilir. Ön planet dişli grubunun planet dişlileri kendi milleri etrafında dönmeye zorlanırlar. Bu nedenle ön planet dişli grubunun dış güneş dişlisi (+) yönde azalan hızda döner. Arka planet dişli grubunun planet taşıyıcısından düşürülmüş hızda çıkış elde edilir (Şekil 2.21). [Heisler,1999]



Şekil 2. 21 Geri vites durumunda elemanlar arasındaki iletim [Heisler,1999]

Fren bant ve kavramalarının viteslere göre durumları Çizelge 2.2' deki gibidir.

Çizelge 2. 2 Transaktaki fren bant ve kavramaların viteslere göre durumları [Heisler,1999]

Vites	LC	(L + R) C	BB	HC	OWC	RC	Kilitleme Tertibatı	Park Tertibatı
N								
P								Bağlı
D	D1	Bağlı			Bağlı			
	D2	Bağlı	Bağlı					
	D3	Bağlı		Bağlı			Bağlı	
	D4			Bağlı	Bağlı		Bağlı	
L	L1	Bağlı	Bağlı		Bağlı			
	L2	Bağlı	Bağlı					
R		Bağlı				Bağlı		

LC : Düşük Hız Kavraması (Low Clutch)

HC : Yüksek Hız Kavraması (High Clutch)

OWC : Tek Yönlü Kavrama (One-way Clutch)

RC : Geri Kavrama (Reverse Clutch)

BB : Fren Bandı (Brake Band)

2.2 Sürekli Değişken Vites Kutuları (Continuously Variable Transmissions)

Otomobillerde düz (manuel) vites dışında sürekli değişken vites kutuları, tiptronic gibi vites kutuları kullanılmaktadır. Firmaların bu sistemlere yaptıkları bazı değişiklikler sonucu temelde aynı prensiple çalışan ama bazı yönlerden kendi özgü olması nedeniyle değişik isimlerle anılmaktadır.

Klasik otomatik vites kutularının dışındaki bir tipte CVT' lerdir. 1886'da Alman otomotiv öncülerinden Daimler ve Benz ilk benzin yakıtlı otomobillerinde V-kayışlı CVT kullanmışlardır. Bunun için, otomatik vites değiştirme üniteleri ile özellikle hareketli makara sistemi kullanılarak otomobillere takılması konusunda birçok girişimlerde bulunulmuştur.[Gott,1992] Modern CVT teknolojisinin geliştiricisi olan Hollanda Tillburg'dan mühendis Van Doorne'nin transmisyonu (Van Doorne Transmissie-VDT) dikkate alınır, CVT'nin ilk hayata geçirilmesi olarak kabul edilebilir. Düz vites kutularının üstünlüğüne ve kullanım yoğunluğuna rağmen CVT' lerin otomotiv sektöründeki kullanımını artmaktadır. Bunun iki sebebi vardır:

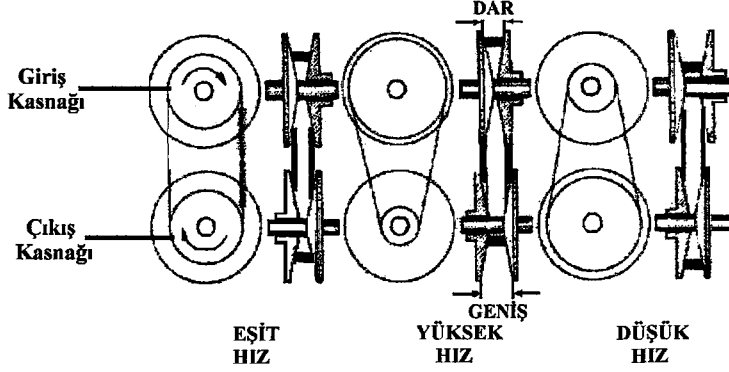
Birincisi; en son teknoloji CVT' lerin otomobillere uygulanmasıyla sağlanan yakıt ekonomisi ve sürüş performansı açısından bugünün karmaşık ve pahalı vites kutularını karşılaması, bunların pratik ve ekonomik olma sınırlarına yaklaşmış olmalarıdır.

İkincisi ise yakıt tüketimine ve egzoz emisyonuna dair giderek daralan sınır değerlere sahip yönetmelikler otomotiv mühendisleri üzerinde bir baskı oluşturmuş ve yüksek verimli , kararlı durumda çalışan motorların sınırlı devir sayısı kuşağı içerisinde çalıştırılması ve kullanılması durumunu düşünmelerine neden olmuştur.

Taşıt hızına bakılmaksızın motor hızının kontrol edilebilmesi CVT' lerin mükemmel olarak üstesinden gelebildiği bir durumdur. Bu da CVT ' yi oldukça çekici hale getirmektedir. CVT teknolojisinin sunduğu ve bu işin olacağına dair belirtileri tanıdıkça VDT,Ford, Nissan, Volvo, Honda , Fuji Heavy , BMW gibi şirketlerin niçin CVT' lerin üretimi ve araştırma sahalarına yüksek miktarlarda yatırım yapmış olduklarını anlamak mümkün olabilir.[Sezgin vd.,2002]

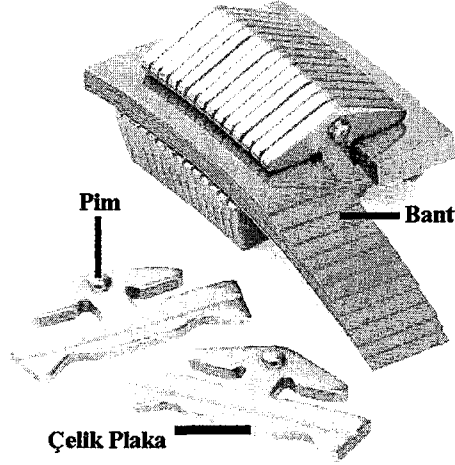
2.2.1 CVT Yapısı

CVT , tahrik momentini motordan alıp tahrik miline iletme görevini çok sık kullanılan manuel ve klasik otomatik transmisyonların aksine hidrodinamik prensipleri kullanan mekanizmaları ve kasnak çaplarının değişmesi prensibini kullanmaktadır.



Şekil 2. 22 CVT sisteminde hız iletiminin ayarlanması [Sezgin vd.,2002]

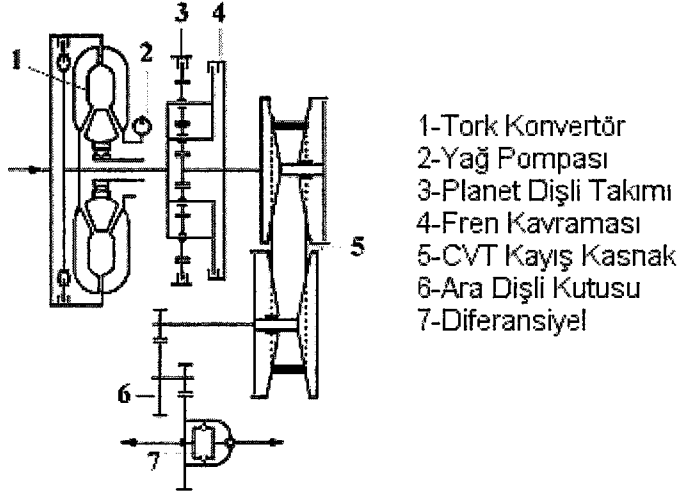
Modern bir CVT sistemi; temas yüzeyleri fazla derin olmayan koni şeklinde ve genişlikleri değişken bir çift kasnak arasında çalışan, çok sayıda plakadan oluşmuş çelik bir kayıştan meydana gelir (Şekil 2.22). Çelik kayış tesadüfen icat edilmiştir. Van Doorne mühendisleri işe ince çelik bantlardan oluşan bir kayış dizaynı ile başlamışlardır. Fakat bantlar kasnaklar tarafından aşırı yüklenmesiyle hemen eğilip bükülmeye başlamışlardır. Bu nedenle bantların eğilmelerini önlemek için hareketli taşıyıcı çelik plakalar eklendi. Yapılan birkaç testten sonra mühendisler plakaların disklerin çevresinde birbirlerini iterek momenti iletecek şekilde davrandıklarını fark ederler. Sonuç olarak itmeli blok V-kayışı, V-şeklindeki plakalara bağlantılı olan çelikten yapılmış, ince, düz gerilim bantlarından oluşmuştur (Şekil 2.23). Yaklaşık olarak 300 adet plaka vardır ve her biri 2 mm kalınlığa, 25 mm genişliğe ve 12 mm derinliğe sahiptir. [Sezgin vd.,2002]



Şekil 2. 23 CVT V kayışının yapısı [Sezgin vd.,2002]

Kayış, yay çeliğinden yapılmış bantlar yardımıyla birbirleriyle uygun aralıklarda bir arada tutulan yüzlerce ince çelik plaka ihtiva eder ve temas yüzeylerinin fazla derin olmayan (sığ) koni şeklinde olmasından dolayı makaranın yüzeylerine açılmış 11° açılı V-yuvaları arasına oturur. Her makara kendi eksenleri etrafında dönüşlerini yaparken kayış üzerindeki elemanları aşağı doğru sıkıştırır. Bant kümeleri sürtünmeden sakınmak için karşılıklı olarak çok dar toleranslara sahiptir. 2 ile 6 mm arasındaki kalınlığa sahip plakalar, bantlar üzerinde serbestçe hareket edebilir ve birbirlerini ileriye doğru iterler. Kısaca motor krank miline takılan giriş makarası temel olarak sıkıştırma ile yüklenen plakaları çıkış makarasına doğru iter ve onun dönmeye neden olur. Başka bir ifadeyle plakalar döndüren makaradan döndürülen makaraya doğru pompalanır. Plakalar sıkıştırma etkisi ile takıldıkları bantlar üzerinde gerginleşir, birbirlerini iterler ve plakalar ile makaralar arasındaki temas kuvvetleri nedeniyle giriş momenti enine yönde aksel sürtünme kuvvetine dönüştürülür. Sürtünme kuvvetlerinin toplamı, döndüren makaradan döndürülen makaraya doğru momenti ileten plaka kümesinin üzerinde itme kuvveti oluşmasına neden olur. Döndürülen makarada itme kuvveti çıkış momenti şekline dönüştürülür. [Sezgin vd.,2002]

Bu şekildeki itmeli kayış kurgusu, klasik çekme kayışını paramparça edecek büyüklükteki momentlerin problemsiz iletilmesini sağlar. Bantlar pimler yardımıyla blok elemanlarına kilitlenir. Kısaca bir CVT sistemi temel olarak Şekil 2.25' de görüldüğü üzere çelik kayış, çelik kayış bağlantıları (çelik plakalar), planet dişli takımı, çok yüzeyli kavrama ve hidrolik yağ pompası vb... gibi birkaç temel elemandan meydana gelir:

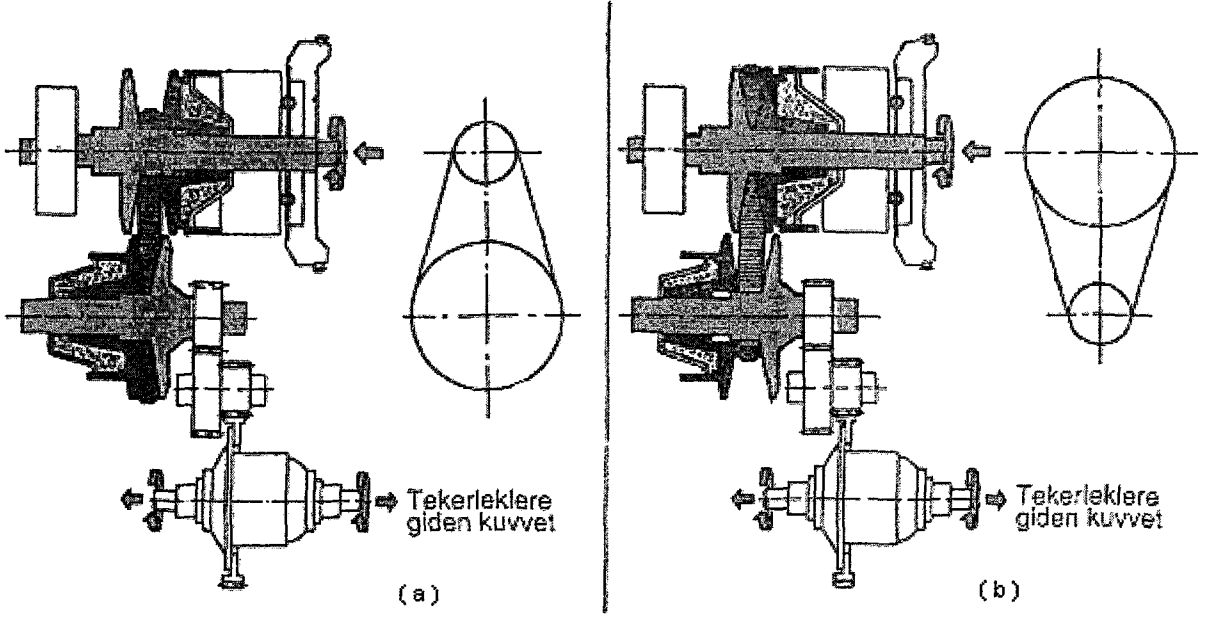


Şekil 2. 24 CVT sisteminin genel olarak şematik şekli [Sezgin vd.,2002]

CVT vites sistemleri, tahrik ve tahriğin iletimine göre değişik tipleri vardır. Genellikle zincir veya kauçuk kayış ile tahrik iletimi yapılmaktadır. Değişen teknoloji ile birlikte tahriğin iletimi ve tahrik iletiminde kullanılan eleman ve yöntemin değişmesiyle bu tipler farklılık gösterebilir.

2.2.2 Sürekli Hız Çevrim Oranları ve Kontrolü

CVT basit olarak genişliği değişen ,V-şekilli ve arasında kompozit çelik kayışın bulunduğu bir çift kasnaktan oluşur. Her kasnak iki adet ve her biri kısa, yarı konik yüzeyden meydana gelir. Kasnaklar mil üzerinde bulunur ve kasnakların bir yarısı mile katı bir şekilde monte edilirken diğer yarısı doğrusal bilyalı yuvalar üzerinde aksenal yönde kayma serbestliği olacak şekilde monte edilir. Değişken hız oranları birinci giriş kasnağı yardımıyla sıkı temas halinde bulunan kayışın çapının artırılması veya azaltılması sonucunda ve buna bağlı olarak ikinci çıkış kasnağının çalışma çapında azalma veya genişleme ile elde edilir (Şekil 2.25) .



Şekil 2. 25 CVT sisteminde çevrim oranının sağlanması [Staudt,2003]

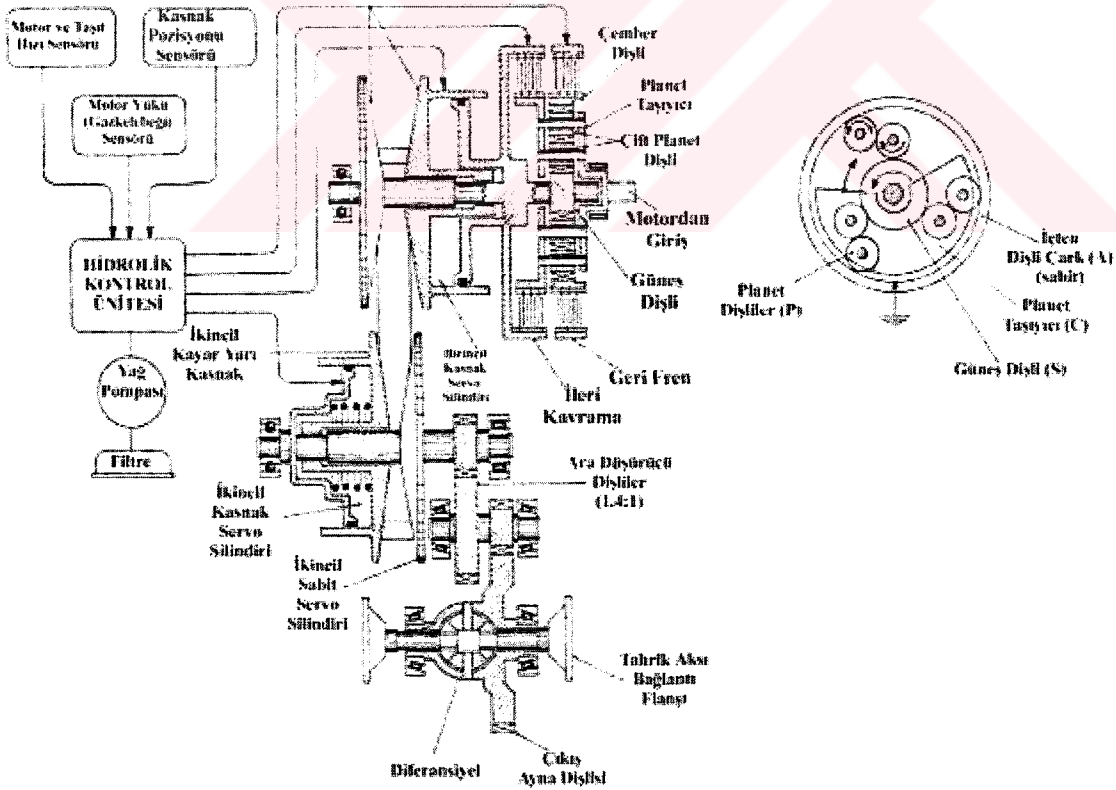
Birinci giriş yarı kasnaklar aksenal yönde birbirlerine yaklaştıkları zaman, aralarında dönen V-şekilli kayış sıkıştırılır ve daha geniş çapta dönecek şekilde konik duvarlar üzerinde tırmanmaya zorlanır. Tam aksine kayış uçsuz ve genişlemeyen bir kayış olduğu için, ikinci çıkış kasnak yarıları birbirlerinden ayrılamaya zorlanır, bu hareket de kayışı içeriye, daha küçük çapa doğru harekete zorlar ($n_{\text{çıkış}} > n_{\text{giriş}}$) (Şekil 2.25 b). [Sezgin vd.,2002]

Bunun tersi olarak ikinci çıkış yarı kasnakların birbirlerine doğru yaklaşacak şekilde çekilmesi, sonuçta dönen kayışın çapının artmasına neden olur. Bu sonucu karşı tarafta kayışın sardığı birinci giriş kasnağının çapı azalır ($n_{\text{giriş}} > n_{\text{çıkış}}$) (Şekil 2.25 a). 1:1 hız çevrim oranı her iki (birincil ve ikincil) kasnakların aynı kayış çapında çalışması ile sağlanır ($n_{\text{giriş}} = n_{\text{çıkış}}$) . Ford Fiesta örneğinde kasnaklar, alt 2.6:1 ve üst 0.445:1 değerler arasında sürekli bir çevrim oranı sağlar. Sistemde ayrıca kayış çıkış kasnağı mili ve son ayna dişli arasındaki 1.4:1 civarında çevrim oranına sahip bir ara dişli düzeni kullanılır. [Sezgin vd.,2002]

Bu hız (veya vites) kontrolü şöyle sağlanır:

Değişik hız oranı kontrolü, birincil ve ikincil kayar kasnak servo silindirlerine yağ basıncını sağlayan düz dişli tip hidrolik bir pompa ve kontrol ünitesi ile elde edilir. Oluşan çıkış hızını

düşürmek için kayar yarı kasnak aksel yönde içeri veya yükseltmek için dışarı doğru uygun şekilde daha geniş birincil servo silindiri ile meydana getirilen basınç yardımıyla hareket ettirilir. Böylece hız oranı oluşumları kontrol edilir. Kayışın kaymasını önlemek için gerekli silindir basıncı en düşük hız oranı oluşumunda ileri kaydırma için yaklaşık 22 bar ile en yüksek hız oranı oluşumu için yaklaşık 8 bar arasında değişir. Hız oranı oluşumu ve kayış kenetlenme yükü kontrolü birincil kasnak pozisyonu yol sensörü (müşiri) ile elde edilir. İleri ve geri yönde dönme ise tek bir planet dişli düzeneği ile sağlanır. Bu dişli düzeneği lamelli bir ileri hareket kavraması ve lamelli geri hareket freni yardımıyla kontrol edilir. Kavrama ve fren ıslak (yağ içine daldırılmış) tiptir. İleri kavrama sadece tahriğin iletilmesinde kullanılmaz ayrıca sıfır hıza kalkıştan itibaren harekete geçip hızlanma durumunda da başlangıç gücü sağlar. Planet dişli düzeneği üç setten oluşan çift planet dişli ve giriş ileri kavrama levhalarını taşıyan giriş uydu taşıyıcıdan meydana gelir. Planet dişlilerini aynı zamanda geri fren plakalarını döndüren içten dişli çember çevreler. Planet dişlilerin merkezi güneş dişlisidir ve birincil kasnak tahrik miline bağlıdır.[Sezgin vd.,2002]



Şekil 2. 26 CVT sistemi elemanları[Sezgin vd.,2002]

2.2.3 Vites Durumları

a) Nötr veya Park (N veya P Durumu)

Nötr veya park konumu seçildiği zaman hem lamelli kavrama ve hem de fren ayrılır. Bu giriş planet taşıyıcı ile tahrik edilen planet dişlileri ve çember dişlisinin birincil kasnak miline hiçbir güç iletmeksizin güneş dişli çevresinde serbest dönmeleri anlamına gelir. Park pozisyonu seçildiğinde ise ilave özellik olarak, ikincil kasnak mili üzerindeki ayna dişlisi ile bir kilitleme mandalı birleşir, böylece taşıtın istenmeden harekete geçmesi ve sürüklenmesi önlenir. [Sezgin vd.,2002]

b) İleri (D veya L Durumu)

D veya L konumu seçilmesi ileri kavramayı enerji ile yükler, böylece giriş motor tahriğinden sağ ve sol taraftaki planet taşıyıcılara ve planet pimlerine, tahrik edilmiş çok sayıda yüzey ve kenetlenmiş ileri kavrama üzerinden geçerek iletilir. Neticede birincil kasnak miline bağlı kavramanın dış kısmıyla nakledilir. İleri dişli tahriği, dişlilerin kendi kendilerine herhangi bir kısmi dönme hareketine neden olmadan planet dişli grubunun motor hızıyla tek vücut dönmesine neden olan direkt bir tahriktir. [Sezgin vd.,2002]

c) Geri (R Durumu)

Geri dişlisinin seçilmesi ileri kavramayı ayırır ve lamelli geri freni çalıştırır. Netice olarak iç çemberi dişli olan çarkı sabit tutar ve motordan gelen giriş hareketi planet taşıyıcıyı döndürür. Taşıyıcının ileri saat yönüne doğru dönmesi, iç çember dişli çarkın içerisindeki saat yönünün tersine 360° dönmeye mecbur kalan dış planet dişlilerin kendi eksenleri etrafında dönmelerine neden olur. Bu hareket daha sonra iç planet dişlileri üzerinden geçerek dış planet dişlilere, oradan güneş dişlisine nakledilir. Çünkü daha dışarıdaki planet dişliler saat yönünde dönmeye zorlanır, kafes güneş dişli saat yönünün tersine hareket ettirilir, böylece motorun giriş hareketi ters yöne çevrilir.[Sezgin vd.,2002]

2.2.4 CVT' nin Düz ve Otomatik Transmisyonlarla Karşılaştırılması

CVT tüm motor hızlarında yüksek performans sağlar. Aynı zamanda yakıt tüketimi minimumda tutulur. Gaz pedalı konumundan , motor hızından ve momentinden gelen bilgiler mevcut seyir şartlarına göre CVT sistemini devamlı şekilde ayarlayan hidrolik kontrol sistemine gönderilir. Vites çevrim oranı motor yüküne ve aracın hızına bağlı olarak devamlı değiştirilir. CVT' nin yapısında mevcut olan verim, düz ve otomatik transmisyonların her ikisinin sahip olduğu verimden daha azdır (düz %85, otomatik %82, CVT %80 civarlarında). Bununla birlikte CVT tarafından hız oranı sürekli olarak değiştirildiğinden motorun en uygun devir sayısı aralığında çalışmasına müsaade edilir ve böylece bir uçtan diğer uca olan aktarma organlarının verimi yükseltilir. Bu, bisiklete binen bir insanın hızlanacağı zaman buna bağlı olarak daha hızlı pedal çevirmesi yerine pedalı sürekli aynı uyum içinde çevirip vites değiştirmesini andıran bir olaydır.

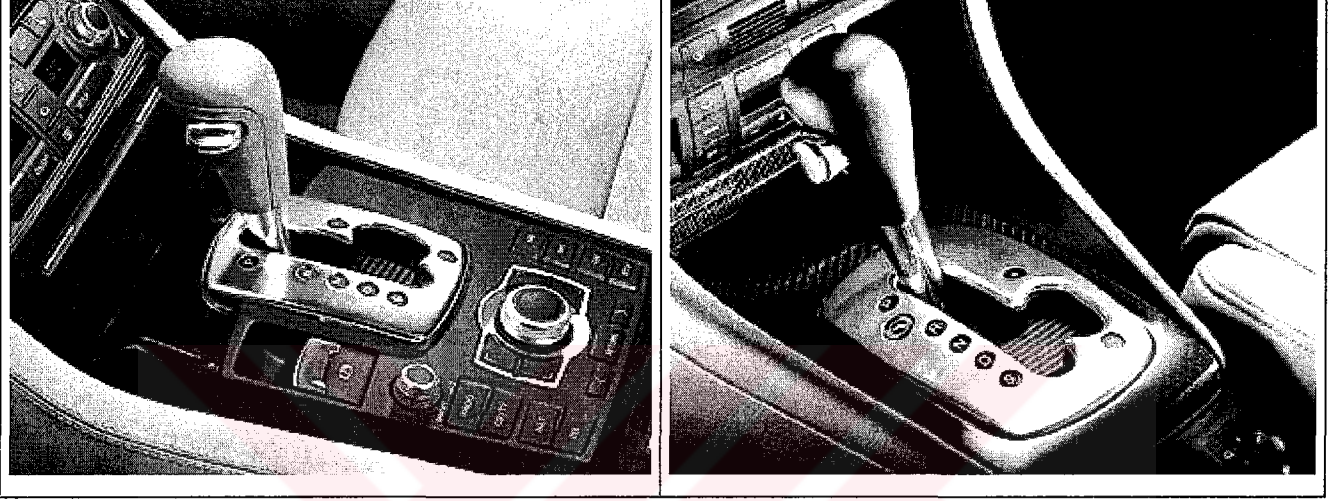
Ayrıca sıradan vites kutularının vites değişimleri sırasında meydana gelen kısa süreli güç kesintileri CVT' de yok edilmiştir. Başka bir deyimle, hız oranı değişimi esnasında bile güç kesintisiz bir şekilde iletilebilir. Bu sürekli olarak vites değişimi uygulanan şehir içi ve otoban trafiğindeki seyir şartlarında yakıt tüketiminin azaltılmasında önemli bir rol oynar. İlave olarak CVT' nin çevrim oranı aralığı daha geniş olduğundan daha düşük hızlarda çalıştırılan motorda daha az gürültü meydana gelir.[Sezgin vd.,2002]

2.3 Tiptronik Vites Kutuları

Tiptronik vites kutuları değişen zaman içinde otomatik vites kutularının geliştirilmesi ve değişik talepler doğrultusunda üretilmiştir. Değişik otomobil üreticilerinin bu sistem üzerinde yaptığı yenilikler ile tiptronik vites kutularının yeni versiyonları değişik adlarla araçlarda kullanılmaktadır. Audi marka araçlarda tiptronik ve multitronik, Opel marka araçlarda ecotronic gibi.

Tiptronik vites kutuları, klasik otomatik vites kutularındaki elemanların aynısına sahiptir. Yani tork konvertör, planet dişli grupları hidrolik elektronik kombinasyonu kumanda ünitesi gibi. Tiptronik vites sistemleri sürücüyü aracı hem otomatik vitesle hem de düz (manuel) vitesle kullanma imkanı sağlamakla diğer otomatik vites kutularından ayrılır. Sürücü aracı düz vitesli araç gibi kullanmak istediği zaman düz vitesle geçiş yerine (veya düğmesiyle) geçirdikten sonra vites değiştirme elemanına bağlı aracın vites değişim zamanlarını kendi ayarlar. Araç vites kolu ile vites kontrolü yapıyorsa otomatik vites kademelerinin yanındaki

düz vites yuvasına vites kolu geçirilir ve aracın vitesi vites kolunun ileri hafif itilmesi vites büyür, çekilmesi ile vites küçülür. Ya da direksiyona monte vites değiştirme düğmeleri varsa + ile vites büyürken – ile vites küçülür. Ayrıca otomatik vites seçeneğinde aracın değişik yerlerinden (gaz kelebeği ya da gaz pedalı, motor çıkışı vb.) alınan sinyaller ile aracın değişik vites tipleri olan sportif ve ekonomik durumda çalışmasını sağlayan elektronik kontrol yöntemi bulunmaktadır.



Şekil 2. 27 Tiptronik vites sürücü kumanda üniteleri [2]

Yeni nesil Audilerde kullanılan multitronik vites kutularında değişken vites olanağı sağlayan CVT sistemi kullanılmaktadır. Sürücü isterse değişken vites seçeneği ile vites seçimini vites kontrol ünitesine bırakmakta veya manuel olarak 6 vites imkanı ile vites kontrolünü kendisi yapmaktadır. Ayrıca Opel araçlarda da easytronic ismi altında tiptronik vites seçeneği de sunulmaktadır. Daha önce söylediğimiz gibi otomatik vites kutuları en iyi sürüş keyfi ve performansı sağlamak için değişik kombinasyonlarda imal edilmektedir.

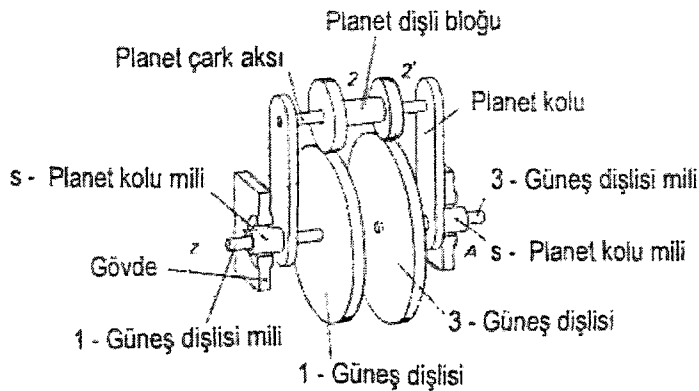
3.PLANET DİŞLİ MEKANİZMALARI

Planet dişli mekanizmaları konstrüktif açıdan değişik gereksinimleri karşılamak amacıyla üretilmişlerdir. Aynı oranda moment ve hareket iletimi sağlayan normal dişli mekanizmalarına (kutularına) nazaran daha az yer kaplaması ve değişik moment ve güç iletim kombinasyonları sağlaması tercih nedenidir. Günlük hayatta kullandığımız otomobillerin diferansiyellerinde, vites düzeneklerinde ve benzeri alanlarda kullanılmaktadır.

3.1 Planet Dişli Mekanizmalarının Genel Yapısı

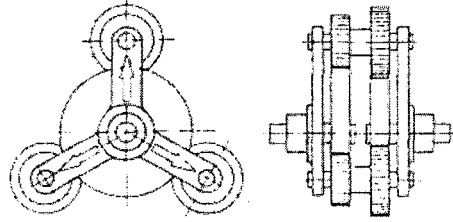
Planet dişli mekanizmaları, kullanım yerine bağlı olarak değişik kombinasyonlar halinde kullanılabilirler. Planet dişli mekanizmalarını basit, bileşik ve özel planet dişli mekanizmaları şeklinde gruplayabiliriz. Buna bağlı olarak basit planet dişli mekanizmalarının yapısını incelememiz diğer çeşitleri anlamamızda yeterli olacaktır.

Planet dişli mekanizmalarının yapısı incelenirken dört dişli çarklı mekanizmalardan istifade edilecektir. Şekil 3.1' de görüldüğü gibi planet dişli mekanizmalarında ortak Z - Z eksenini etrafında dönebilen üç bağlantı mili vardır. Bu üç milden ikisi, güneş dişlilere ; diğeri de planet koluna (veya taşıyıcısına) bağlıdır. Şekil 3.1' deki gibi her ikisi de dış dişli olan, fakat her ikisi de iç dişli veya birisi dış diğeri iç dişli de olabilen 1 ve 3 güneş dişli çarkları, planet koluna (planet taşıyıcısına) yataklanmış ve birbirine bağlı olan 2 ve 2' planet dişli çarkları (planet dişli bloğu), planet dişli çarkların eksenini de içeren planet kolu (planet taşıyıcısı) planet mekanizmasının gövdesi (muhafaza kutusu) görülmektedir. [Dikmen,2003]



Şekil 3. 1 Planet dişli mekanizmasının elemanları [Dikmen,2003]

Şekildeki gibi, sadece bir adet planet dişli bloğuna sahip mekanizmada dengesizlik oluşur. Bu nedenle planet dişli mekanizmaları, iki, üç veya daha fazla sayıda ve eşit olarak dağılmış planet dişli bloklarından oluşturulur. Böyle uygulamanın avantajı, iletilecek olan P gücünün kollara ayrılması ve dolayısıyla daha küçük bir yapı elde edilmesidir (Şekil 3.2).

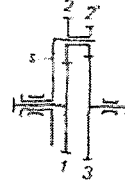


Şekil 3. 2 Üç planet dişlisine sahip planet dişli mekanizması [Dikmen,2003]

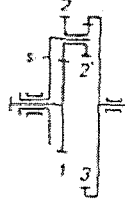
Planet dişli çarkların işlevlerini yerine getirebilmesi için, daima iki güneş dişli çarkı gereklidir. Güneş dişli çarkları, her durumda 1 ve 3 olarak adlandırılır. Güneş dişli çarkları dış veya iç dişli olabilir. Planet dişli çarkları ise daima dış dişli olurlar. Bundan dolayı planet dişli mekanizmaları, ya iki dış mekanizmadan, ya iki iç mekanizmadan ya da bir dış, bir iç mekanizmadan oluşur (Şekil 3.3). Özel olarak, planet bloğunda $2 = 2'$ alınırsa ; bir dış, bir iç mekanizmadan oluşan dört çarklı planet mekanizması, üç çarklı planet mekanizmasına dönüşür. Etkisinin çok iyi olması ve basit yapısı sebebiyle, üç çarklı planet mekanizması pratikte daha çok kullanılır. Fakat çevrim oranı fazla değildir.

Bir planet mekanizmasının yapı şeklini çizerek göstermek gerekli değilse, şekil 3.4 verilen mekanizma sembolü kullanılabilir. Bu sembolde; ortadaki çember, mekanizma gövdesini, üç doğru ise bağlantı millerini göstermektedir. Planet kolu mili, çemberin içine girmiş şekilde çizilir (Şekil 3.4). [Dikmen,2003]

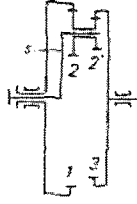
İki dış mekanizmadan oluşan
dört çarklı planet mekanizması



Bir dış, bir iç mekanizmadan oluşan
dört çarklı planet mekanizması



İki iç mekanizmadan oluşan
dört çarklı planet mekanizması

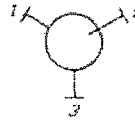


Bir dış, bir iç mekanizmadan oluşan
üç çarklı planet mekanizması



Şekil 3. 3 Planet mekanizma çeşitleri [Dikmen,2003]

1 - Giriş mili
3 - Çıkış mili
s - Planet kolu mili



Şekil 3. 4 Planet dişli mekanizmasının sembolik gösterilişi [Dikmen,2003]

İç dişli, içi boş silindir içine diş açılması ile üretilen dişli; dış dişli ise içi dolu veya belli bir oranda boşaltılmış silindirin dışına diş açılması ile elde edilen dişlidir. Buna bağlı olarak planet dişli mekanizmaları, iç ve dış dişlilerin değişik kombinasyonlarına göre isimlendirilebilir.

3.2 Planet Dişli Mekanizmalarının Çeşitleri

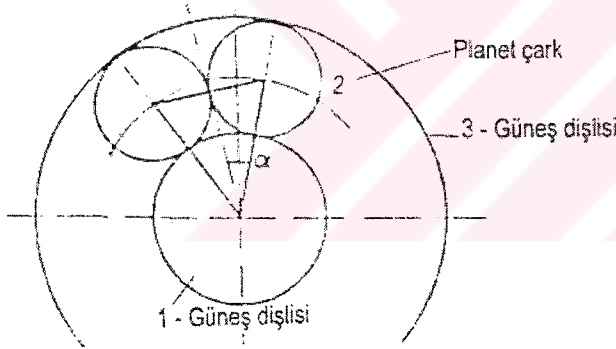
Planet dişli mekanizmaları, genel olarak basit, bileşik (kombine) ve özel tip planet dişli mekanizmaları olarak sınıflandırılabilir.

3.2.1 Basit Planet Dişli Mekanizmaları

Bu gruptaki dişli mekanizmalarda genelde üç veya dört tip görevde dişli çark bulunmaktadır. Üç dişli çarklı dişli mekanizmalarda bir güneş dişli, bir planet dişli, planet kolu (planet dişli taşıyıcı) ve bir iç güneş dişlisi (yörünge dişlisi) bulunur. Dört dişli planet mekanizmalarında iki güneş dişli (biri iç dişli olabilir), iki planet dişlisi, bir planet kolu vardır.

Basit planet mekanizmalarında radyal kuvvetleri dengelemek ve boyutları küçültmek için planet dişliler birden fazla bulunur. Genellikle planet kolu daha çok içi boş silindir şeklinde yapılır böylece planet dişlilerin akslarını daha iyi taşır. Planet dişli sayısı istenildiği sayıda yerleştirilemez. Konstrüktif açıdan sınırları vardır (Şekil 3.5). Mesela, diş sayısı şartı gibi.

[Dikmen,2003]



$$(r_1 + r_2) \sin \alpha > r_2 + m$$

$$\sin(\pi/a) \geq (z_2 + 2) / (z_1 + z_2) \quad (3.1)$$

a : planet dişli sayısı

m : modül

Şekil 3. 5 Planet dişli montaj durumu [Dikmen,2003]

3.2.2 Bileşik (Kombine) Planet Dişli Mekanizmalar

Daha çok sayıda farklı devir sayısı ve değişik amaçlara hizmet etmek üzere konstrüksiyon imkanları elde edebilmek için, birden fazla planet mekanizma grubu birbirine bağlanarak, yeni planet mekanizmalar oluşturulabilir. Bu tür mekanizmalara, "bileşik (kombine) planet mekanizmaları" adı verilir.

Bileşik planet mekanizmaları ile ilgili bütün hesaplamalar, daha önce basit planet mekanizmaları için verilen yöntemlerle yapılabilir. Bunun için bileşik mekanizma, basit planet mekanizması gruplarına ayrılır. Her bir grup için, daha önce verilen bağıntılar uygulanarak,

gerekli inceleme ve hesaplamalar kolaylıkla yapılabilir. Basit planet mekanizmalarından, bileşik planet mekanizmasının oluşturulması, mekanizmaların üç türlü bağlanması ile olabilir:

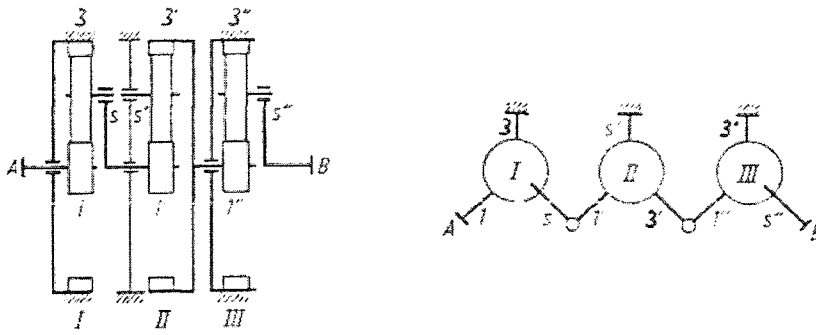
1. Seri Bağlı Planet Dişli Mekanizmalar
2. Paralel Bağlı Planet Dişli Mekanizmalar
3. Elemanter Bağlı Planet Dişli Mekanizmalar

1) Seri Bağlı Planet Dişli Mekanizmalar

Şekil 3.6' daki şematik resimde gösterildiği gibi, iki veya daha fazla sayıda basit planet mekanizmasının birer milinin sabitlenip, diğer millerinin birbirine bağlanması ile elde edilir. Bu tür bileşik mekanizmalar, verimi fazla düşürmeden büyük çevrim oranları elde etmek için kullanılır. Genellikle, yapım oranı negatif olan iki basit planet mekanizma seri olarak bağlanır.

İki basit planet mekanizmanın seri bağlanması ile elde edilen bileşik planet mekanizmasında I. grubun çıkışı, II. grubun girişi olduğundan hesaplamaları kolaydır. Bu mekanizmada toplam çevrim oranı ve toplam verim ise şöyle hesaplanır: [Dikmen,2003]

$$i_{top} = i_I \cdot i_{II} \quad ; \quad \eta_{top} = \eta_{pI} \cdot \eta_{pII} \quad (3.2)$$

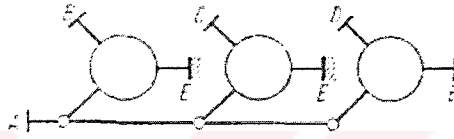


Şekil 3. 6 Seri bağlı planet mekanizmanın sembolik gösterilişi [Dikmen,2003]

2) Paralel Bağlı Planet Dişli Mekanizmalar

Şekil 3.7' deki şematik resimdeki gibi, iki veya daha fazla sayıda basit planet mekanizmasının birer milinin sabitlenip, diğer millerinin ortak bir mile bağlanması ile elde edilir. Bu tür bileşik mekanizmaların uygulama alanı dardır. Genellikle, arazi taşıtlarında güç dağıtıcı mekanizma olarak kullanılır. Bu durumda, basit planet mekanizma millerinin beraber bağlandığı ortak mil, giriş mili ; serbest kalan miller, çıkış milleridir. Bu mekanizmada I. ve II. grubun giriş değerleri aynıdır. Çıkış değerleri farklı olabilir. [Dikmen,2003]

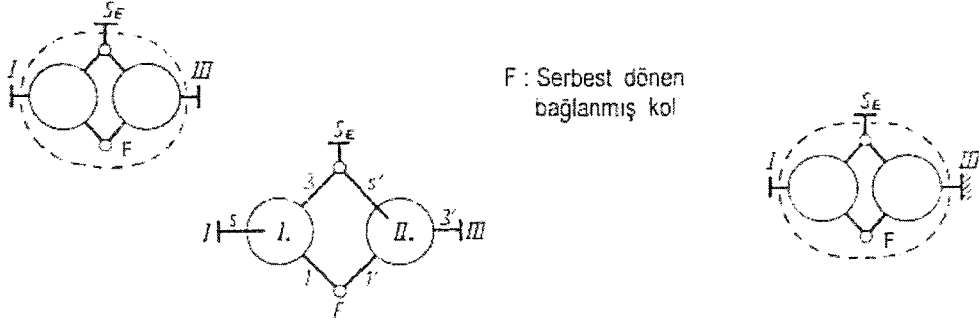
Paralel bağlı mekanizmalar, toplayıcı mekanizma olarak da kullanılabilir.



Şekil 3. 7 Paralel bağlı mekanizmanın sembolik gösterilişi [Dikmen,2003]

3) Elemanter Bağlı Planet Dişli Mekanizmalar

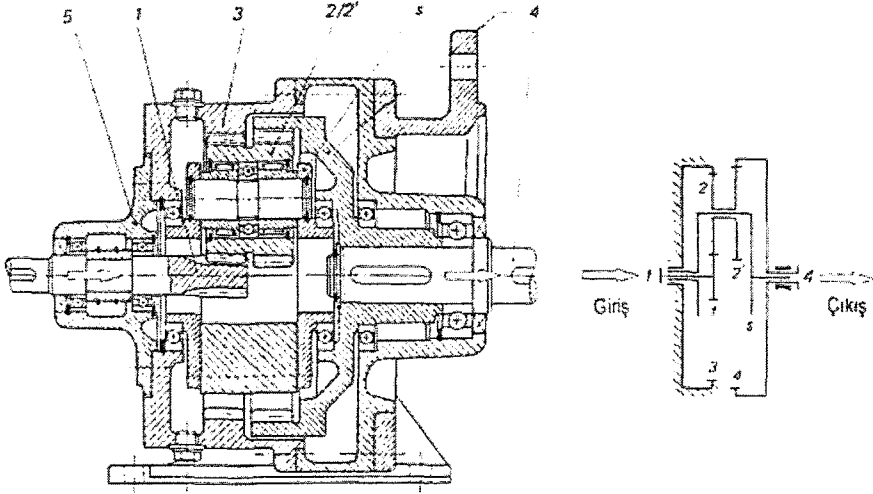
Şekil 3.8' deki şematik resimdeki gibi, üç milli işletme halindeki iki basit planet mekanizmasının birer milinin birbirine bağlanması ile elde edilir. Genellikle basit planet mekanizmalarının birer mili ile bağlı millerden biri dışarıya açıktır. Böylece bileşik planet mekanizması da üç milli işletme halinde olur. I. ve II. grubun bağlı olan millerindeki büyüklüklerin aynı olması, hesaplamalarda kolaylık sağlar. Şayet yukarıda tanımlanan elemanter bağlı bileşik mekanizmada, dışarıya açık millerden birisi sabitlenirse, sistem iki milli işletme halinde olur. Bu haldeki bileşik planet mekanizmalarına "zorunlu hareketli elemanter bağlı mekanizma" adı verilir. [Dikmen,2003]



Şekil 3. 8 Elemanter bağlı bileşik planet mekanizmanın sembolik gösterilişi [Dikmen,2003]

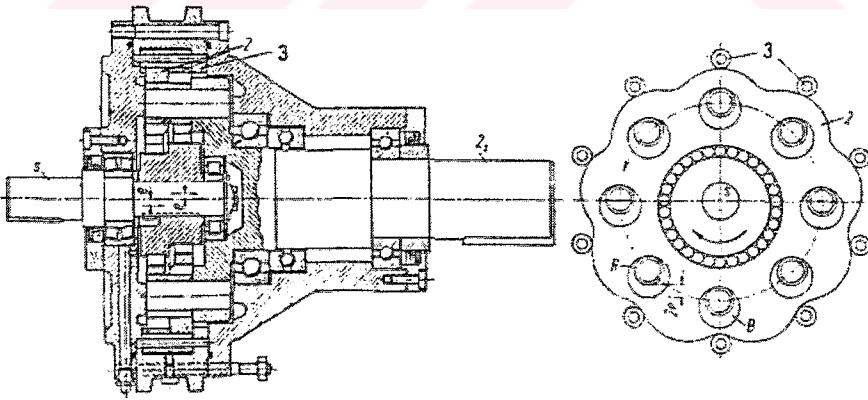
3.2.3 Özel Tip Planet Dişli Mekanizmalar

Bu tür mekanizmalar bileşik mekanizmaların çeşitli amaçlar doğrultusunda değiştirilmesiyle oluşturulmuşlardır. Bunlar biri Şekil 3.9' da gösterilen ve Wolfrom Mekanizması olarak da bilinen beş çarklı planet mekanizmasıdır. Bu mekanizmada, 1 , 3 ve 4 numara ile gösterilen, üç tane güneş dişlisi vardır. Giriş, 1 güneş dişlisi milinden, çıkış ise 4 güneş dişlisi milindedir. 3 güneş dişlisi sabittir. Burada 1 güneş dişlisi mili, 2 planet çarkını 1 güneş dişlisi ile tahrik etmektedir. 2 planet çarkı da 3 güneş dişlisi (sabit) içinde dönmektedir. 2 ile bağlı olan 2' planet çarkı ise 4 güneş dişlisini (çıkış) içten döndürmektedir. Planet kolu mili "s", dönme momenti yüklemesi olmaksızın (serbest olarak) dönmektedir. Çünkü ne tahrik miliyle, ne çıkış miliyle ve ne de gövdeyle bağlantısı vardır. Bu mekanizma, büyük çevrim oranları için yapılmıştır. Wolfrom mekanizması ile dört çarklı planet mekanizmada olduğu gibi, çok yüksek çevrim oranları ($i_{max} = 40\ 000$) elde edilir. Bu tür çok yüksek çevrim oranlı mekanizmalarının kullanım yerleri, çok küçük devir sayılarının gerekli olduğu yerler, örneğin iletim ve montaj bantları, metal sertleştirme fırınları, karıştırıcılar, vs. dir. [Dikmen,2003]



Şekil 3. 9 Beş çarklı planet dişli mekanizması (Wolfrom Mekanizması) [Dikmen,2003]

Şekil 3.10' daki "cyclo" mekanizması, dört çarklı planet mekanizmanın özel bir tipidir. Cyclo mekanizmasında, evolvent profilli dişliler yerine fener dişlileri kullanılarak, diş sayısı farkı $\Delta z = 1$ 'e kadar indirilmiştir. Cyclo mekanizması, 1 güneş dişlisi olmayan ve $s \rightarrow 2$ olarak çalışan, açık bir planet mekanizmasıdır. Verim yüksek ve $i_{s2} = -9, \dots, -85$ tir. [Dikmen,2003]



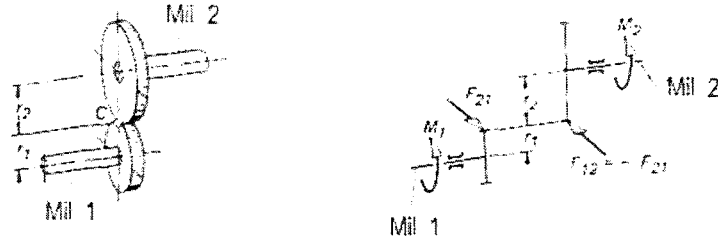
Şekil 3. 10 Cyclo mekanizması [Dikmen,2003]

3.3 Planet Dişli Mekanizmalarının Statik ve Kinematik Açından İncelenmesi

Statik analiz, statik büyüklüklerin (kuvvet, moment) bulunmasıdır. Kinematik analiz ise, kinematik büyüklüklerin (devir sayısı, açısal ve çevresel hız) bulunmasıdır.

3.3.1 Planet Dişli Mekanizmalarının Statik İncelenmesi

Planet dişli mekanizmalarının statik ve kinematik açıdan incelerken bazı kavramlardan yararlanılırız. Bunlar çevrim, yapım, moment oranıdır.



Şekil 3.11 Basit alın dişli mekanizmasında etki-tepki kuvvet durumları [Dikmen,2003]

Bu oranları basit bir alın dişli mekanizması üzerinde anlatırsak burada 1 numaralı mile tahrikle M_1 momenti iletilmektedir. M_1 momentinin dengelenmesi için F_{21} kuvvetinin etkimesi gerekmektedir. F_{21} kuvveti 2 numaralı dişli çarktan 1 numaralı dişli çarka etki eden çevresel kuvvettir. Etki – tepki kuralına göre F_{12} , F_{21} ile aynı büyüklükte fakat zıt yönde olmalıdır (Şekil 3.11). Bu kuvvetlerin oluşturdukları momentler de zıt yönde olmalıdır. Denge şartı için iki milde oluşan momentlerin toplamı sıfır olmalıdır ($\Sigma M = 0$). Buna göre ;

$$M_1 = F_{21} \cdot r_1 \quad , \quad M_2 = F_{12} \cdot r_2 \text{ dir.} \quad (3.3)$$

Bu momentlerin birbirleri olan orana da moment oranı denmektedir. [Dikmen,2003]

$$M_2 / M_1 = F_{12} \cdot r_2 / F_{21} \cdot r_1 = - r_2 / r_1 \text{ dir.} \quad (3.4)$$

Alın dişlilerde diş sayısı ile yarıçaplar doğru orantılı olduğundan bu oranı şöyle yazabiliriz;

$$M_2 / M_1 = - z_2 / z_1 \quad (3.5)$$

Alın dişlilerin konstrüksiyonu bakımından modül değeri aynı olmak şartıyla diş sayısı fazla olan daha büyüktür. Bu nedenle diş sayısı oranına yapım oranı denmektedir. z ile gösterilir.

$$z = z_2 / z_1 \quad (3.6)$$

Buradan şöyle bir sonuç çıkar tek kademeli alın dişlilerde moment oranı yapım oranının negatifine eşittir.

$$M_2 / M_1 = -z \quad (3.7)$$

Buradaki eksi işaret momentlerin ters yönlü olduğunu ifade eder. Bu eksilik mekanizmanın dış mekanizma olmasından kaynaklanır. Şayet iç mekanizma olsaydı yapım oranı z nin işareti pozitif olurdu.

Tek kademeli alın dişli mekanizmasında olduğu gibi, planet dişli mekanizmaları için bir moment oranı eşitliği çıkarılabilir. Basit alın dişli mekanizmalarından farklı olarak, planet dişli mekanizmalarında M_1 , M_3 ve M_5 momentlerinin etki ettiği üç bağlantı mili vardır. Planet kolu milindeki M_5 dönme momenti, ilk önce incelemeye alınmaz. Moment oranı olarak, güneş dişlilerindeki M_1 ve M_3 momentleri, M_3/M_1 formunda alınır. [Dikmen,2003]

3.3.1.1 İki Dış Mekanizmadan Oluşan Dört Çarklı Planet Dişli Mekanizmanın İncelenmesi

Tek kademeli sabit mekanizmada olduğu gibi, burada da millerdeki dönme momentleri ile ve alın dişlilerdeki çevresel kuvvetlerle sınırlı kalabiliriz. (Helisel dişlilerdeki aksenal kuvvetlerde hesaba katılmaz.) Tek kademeli sabit mekanizmada yapıldığı gibi, 1 güneş dişlisine, sola doğru döndürme etkisi olan M_1 döndürme momentinin etki ettiği kabul edilir. Bu durumda 1 mili etrafındaki moment dengesini ancak, yönü sağa doğru olan F_{21} çevresel kuvveti sağlayabilir. Bu durumda tepki kuvvetinin ($F_{12} = -F_{21}$) yönü de belli olur. Bu kuvvetin planet dişli bloğundaki sağ yöne dönme etkisi ancak, yönü sola doğru olan F_{32} çevresel kuvveti tarafından karşılanır. F_{23} tepki kuvvetinin yönü, 3 milinin eksenine göre sola doğru olduğundan, M_3 momentinin yönü sağa doğru olmalıdır. [Dikmen,2003]

Basitleştirilmiş şematik resimde planet kolu gösterilmeyebilir. Çünkü planet kolu milindeki M_5 momentinin ve planet dişli bloğuna etki eden F_5 planet kolu çevresel kuvvetinin, M_1 ve M_3

momentlerinin yönünü ve büyüklüğünü değiştirici etkisi yoktur. [Dikmen,2003]

1 güneş dişlisindeki moment dengesi şartından M_1 momenti ;

$$\Sigma M = 0 \Rightarrow M_1 - F_{21} \cdot r_1 = 0 \Rightarrow M_1 = F_{21} \cdot r_1, \quad (3.8)$$

aynı şekilde, 3 güneş dişlisindeki moment dengesi şartıyla, M_3 momenti

$$\Sigma M = 0 \Rightarrow M_3 - F_{2'3} \cdot r_3 = 0 \Rightarrow M_3 = F_{2'3} \cdot r_3 \quad (3.9)$$

olarak elde edilir. Bulunan bu moment eşitliklerinde etki kuvvetleri olan F_{21} , $F_{2'3}$ yerine tepki kuvvetleri olan F_{12} , $F_{32'}$ koyarak moment oranını yazarsak

$$M_3 / M_1 = F_{2'3} \cdot r_3 / F_{21} \cdot r_1 = -F_{32'} \cdot r_3 / -F_{12} \cdot r_1 = F_{32'} \cdot r_3 / F_{12} \cdot r_1 \quad (3.10)$$

şeklinde olur.

Son yapı elemanı olarak, planet dişli bloğu incelenir. Burada da 2 ve 2' dişli çarklarının dönme eksenine göre moment dengesi yazılırsa, şu denklem elde edilir. [Dikmen,2003]

$$-F_{12} \cdot r_2 + F_{32'} \cdot r_2' = 0 \quad (3.11)$$

F_{12} ile $F_{32'}$ kuvvetlerinden birini diğerinin cinsinden yazarak moment denklemini düzenlememiz halinde;

$$M_3 / M_1 = F_{32'} \cdot r_3 / F_{12} \cdot r_1 = F_{32'} \cdot r_3 / (F_{32'} \cdot r_2' / r_2) \cdot r_1 = r_2 \cdot r_3 / (r_1 \cdot r_2') \quad (3.12)$$

Tek kademeli sabit mekanizmada olduğu gibi, burada da yarıçapların oranı yerine, diş sayılarının oranı yazılırsa, bağıntı şöyle olur:

$$\begin{aligned} r_2 / r_1 &= z_2 / z_1 & r_3 / r_2' &= z_3 / z_2' \\ M_3 / M_1 &= r_2 \cdot r_3 / (r_1 \cdot r_2') = z_2 \cdot z_3 / (z_1 \cdot z_2') \end{aligned} \quad (3.13)$$

Burada, değerlerin yanında M_1 ve M_3 momentlerinin yönlerinin de doğru çıkıp çıkmadığına bakılmalıdır, Şekil 3.11 'e göre, iki momentin yönü zıttır. Zıt dönme yönünden dolayı,

moment oranı negatiftir. Yani eşitliğin sağ tarafı (-) olmalıdır. Dört çarklı mekanizmadaki z yapım oranı, her biri negatif işarete sahip olan z_{12} ve z_{23} kısmi yapım oranlarının çarpımıdır. Böylece çarpımın sonucu pozitif çıkar.

Sonuçta, planet dişli mekanizmalarında 1 ve 3 güneş dişlisi millerine etki eden dönme momentlerinin oranı (M_3 / M_1), negatif yapım oranına (z) eşittir. Yapım oranı z ' nin işareti de mekanizma kademelerinin işaretiyle belirlenir. $M_3 / M_1 = -z$ ifadesi, 1 ve 3 güneş dişlisi millerindeki dönme momentlerinin oranını vermektedir. Her iki güneş dişlisi milindeki M_1 ve M_3 momentlerinin oranı, sadece alın dişlilerin diş sayısına bağlıdır. 1, 3 ve s bağlantı millerinin dönme durumuna bağlı değildir. Yani, üç bağlantı milinden birinin durup durmadığı ya da hangi milin tahrik hangi milin çıkış mili olduğu da önemsizdir. [Dikmen,2003]

3.3.1.2 Bir Dış - Bir İç Mekanizmadan Oluşan, Dört Çarklı Planet Dişli Mekanizmasının İncelenmesi

İki dış mekanizmadan oluşan planet dişli mekanizmasında izlenen adımları uygularsak moment denge şartına göre ;

1 numaralı güneş dişlisi için

$$\Sigma M = 0 \Rightarrow M_1 - F_{21} \cdot r_1 = 0 \Rightarrow M_1 = F_{21} \cdot r_1 \quad (3.14)$$

3 numaralı güneş dişlisi için

$$\Sigma M = 0 \Rightarrow M_3 - F_{2'3} \cdot r_3 = 0 \Rightarrow M_3 = F_{2'3} \cdot r_3$$

$$r_2 / r_1 = z_2 / z_1 \quad r_3 / r_{2'} = z_3 / z_{2'}$$

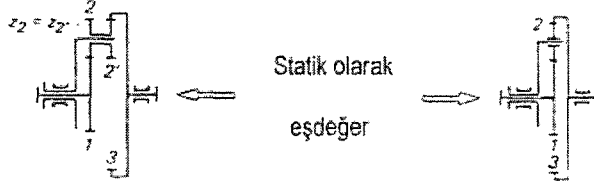
$$M_3 / M_1 = r_2 \cdot r_3 / (r_1 \cdot r_{2'}) = z_2 \cdot z_3 / (z_1 \cdot z_{2'}) \quad (3.15)$$

Burada yapım oranının işareti kısmi mekanizmaların birinin iç diğeri dış olması ile nedeniyle negatiftir.

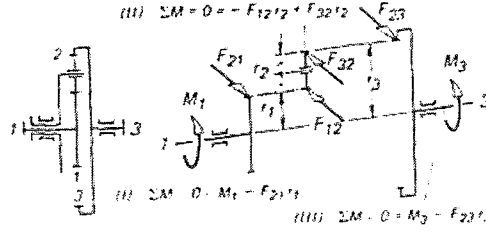
$$z = - z_2 \cdot z_3 / (z_1 \cdot z_{2'}) \quad (3.16)$$

3.3.1.3 Üç Çarklı Planet Dişli Mekanizmanın İncelenmesi

Dört çarklı planet dişli mekanizmasındaki planet bloğunun tek bir çarka indirgenmesi haliyle oluşturulan bu mekanizmada diğeri benzer şekildedir (Şekil 3.12).



Şekil 3. 12 Üç çarklı planet dişli mekanizmasının eşdeğeri [Dikmen,2003]



Şekil 3. 13 Üç çarklı planet dişli mekanizmasındaki kuvvet ve momentler [Dikmen,2003]

Bu mekanizmada bütün çevresel kuvvetlerin büyüklüğü aynıdır. Yani,

$$F_{12} = -F_{21} \quad , \quad F_{12} = F_{32} \quad , \quad F_{32} = -F_{23} \quad , \quad F_{21} = F_{23}$$

Son olarak, güneş dişlileri için, dönme eksenlerine göre moment dengeleri yazılırsa,

1 numaralı güneş dişlisi için

$$\Sigma M = 0 \quad \Rightarrow \quad M_1 - F_{21} \cdot r_1 = 0 \quad \Rightarrow \quad M_1 = F_{21} \cdot r_1 \quad (3.17)$$

3 numaralı güneş dişlisi için

$$\Sigma M = 0 \quad \Rightarrow \quad M_3 - F_{23} \cdot r_3 = 0 \quad \Rightarrow \quad M_3 = F_{23} \cdot r_3 \quad (3.18)$$

M_3 / M_1 oranı oluşturulursa

$$M_3 / M_1 = F_{23} \cdot r_3 / (F_{21} \cdot r_1) = r_3 / r_1 \quad (3.19)$$

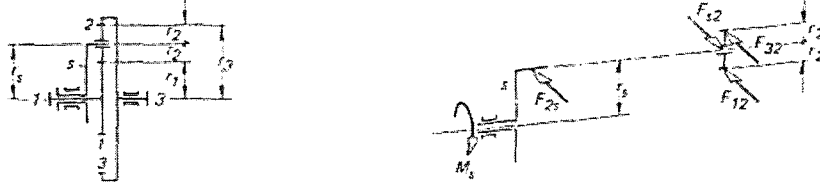
Burada yarıçapların oranı yerine, diş sayılarının oranı yazılırsa, bağıntı şöyle olur,

$$r_3 / r_1 = z_3 / z_1 \quad \Rightarrow \quad M_3 / M_1 = z_3 / z_1 \quad (3.20)$$

yapım oranı ise $z_2 = z_2'$ olduğundan

$$z = -z_2 \cdot z_3 / (z_1 \cdot z_2') \Rightarrow z = z_3 / z_1 \text{ olur.}$$

Şu ana kadar planet kolunun sebep olduğu kuvvet ve momenti göz ardı etmiştik. Hesaba katalım.



Şekil 3.14 Üç çarklı planet dişli mekanizmasında oluşan kuvvetler [Dikmen,2003]

Şekil 3.14' teki üç çarklı planet dişli mekanizmasında, planet kolu milinde sağa doğru etki eden bir M_s momentinin olduğu varsayılırsa, moment dengesine göre, planet kolu çevresel kuvvetinin (F_{2s}) sola doğru olması gerekir. Etki - tepki prensibine göre $F_{s2} = -F_{2s}$ dir. [Dikmen,2003]

Planet kolu milinin dönme eksenine göre moment dengesi yazılıp M_s çekilirse,

$$\Sigma M = 0 \Rightarrow -M_s + F_{2s} \cdot r_s = 0 \Rightarrow M_s = F_{2s} \cdot r_s \quad (3.21)$$

Planet çarkın dönme eksenine göre moment dengesi yazılıp F_{32} çekilirse,

$$\Sigma M = 0 \Rightarrow F_{32} \cdot r_2 - F_{12} \cdot r_2 = 0 \Rightarrow F_{32} = F_{12} \quad (3.22)$$

Planet çarktaki kuvvet dengesi yazılıp F_{s2} çekilirse,

$$\Sigma F = 0 \Rightarrow -F_{s2} + F_{32} + F_{12} = 0 \Rightarrow F_{s2} = -2F_{21} = -2F_{23} \quad (3.23)$$

değerleri elde edilir.

Planet kolunun r_s yarıçapını bulmak için de, aşağıdaki eşitlikler yazılabilir.

$$r_s = r_1 + r_2 = r_3 - r_2 \quad \text{veya} \quad r_s = r_1 + r_3 / 2$$

Bulunan r_s değeri için ($F_{s2} = -F_{2s}$)

$$M_s = F_{21} \cdot r_1 + F_{23} \cdot r_3$$

bağıntısı elde edilir.

$M_1 = -F_{21} \cdot r_1$ ve $M_3 = -F_{23} \cdot r_3$ değerleri $M_s = F_{21} \cdot r_1 + F_{23} \cdot r_3$ denkleminde yerlerine konursa,

$$M_s = -M_1 - M_3 \quad \Rightarrow \quad M_1 + M_3 + M_s = 0 \quad (3.24)$$

Sonuç olarak planet dişli mekanizmalarında yapım oranı dişlilerin diş sayıları ile bulunabilir. Buna göre ;

Dört çarklı planet dişli mekanizmalarında $z = \pm z_2 \cdot z_3 / (z_1 \cdot z_2')$

Üç çarklı planet dişli mekanizmalarında $z = -z_3 / z_1$ dir.

Planet dişli mekanizmalarında güneş dişlilerinin moment oranları yapım oranının negatif işaretlisine eşittir. [Dikmen,2003]

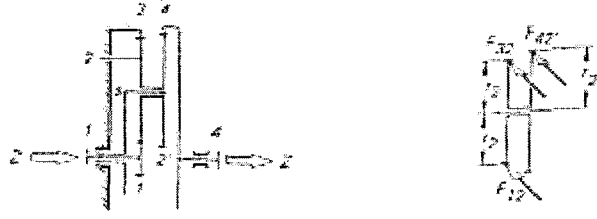
$$M_3 / M_1 = -z$$

Planet dişli mekanizmalarında güneş dişlileri ile planet kolunun momentlerinin cebirsel toplamı sıfırdır.

$$M_1 + M_3 + M_s = 0$$

3.3.1.4 Beş Çarklı Planet Dişli Mekanizmasının Statik İncelenmesi

Şekil 3.15'te 1 güneş dişlisi mili, 2 planet çarkını 1 güneş dişlisi ile tahrik etmektedir. Planet çarkı da 3 güneş dişlisi (sabit) içinde dönmektedir. 2 ile bağlı olan 2' planet çarkı ise 4 güneş dişlisini (çıkış) içten döndürmektedir. Daha önce incelenen üç ve dört çarklı mekanizmalardan farklı olarak, planet kolu s serbest olarak dönmektedir. Planet kolu mili "s", dönme momenti bakımından yükümlü değildir Çünkü ne tahrik miliyle, ne çıkış miliyle ve ne de gövdeyle bağlantısı vardır. [Dikmen,2003]



Şekil 3.15 Beş çarklı planet dişli mekanizmasındaki kuvvetler [Dikmen,2003]

- 1 - Güneş dişlisi ve giriş mili, 2 ve 2' - Planet dişli çarklar, 3 - Güneş dişlisi (sabit)
4 - Güneş dişlisi ve çıkış mili s - Planet kolu mili

Bu karmaşık mekanizmada da " z " yapım oranına bağlı olan ve "çıkış / giriş" dönme momenti oranını veren bir denklem [$M_4/M_1=f(z)$] bulunmalıdır.

Bunun için, mekanizmadan ayrılmış haldeki 1 güneş dişli çarkı ve mili ile işe başlanır. Moment dengesi şartından ($\Sigma M = 0$), diş çevresel kuvveti F_{21} için bir denklem bulunur.

Etki - tepki prensibine göre F_{12} kuvvetinin yönü de belirlenmiş olur ($F_{21} = - F_{12}$). [Dikmen,2003]

$$\Sigma M = 0 \Rightarrow M_1 - F_{21} \cdot r_1 = 0 \Rightarrow F_{21} = M_1 / r_1 = - F_{12} \quad (3.25)$$

F_{12} kuvveti, mekanizmadan ayrılmış haldeki 2 ve 2' dişli çarklarına sahip planet dişli bloğunda yerine çizilir. 3 ve 4 iç dişli çarklarından, 2 ve 2' çarklarına etki eden F_{32} ve $F_{42'}$ kuvvetlerinin yönü belirlenir. Bu kuvvetlerle planet dişli bloğu için denge şartı yazılabilir.

$$\Sigma M = 0 \Rightarrow - F_{12} \cdot r_2 + F_{32} \cdot r_2 + F_{42'} \cdot r_2 = 0 \quad (3.26)$$

Etki - tepki prensibine göre, 3 iç dişli çarkına etki eden F_{23} kuvvetinin yönü de belirlenmiş olur ($F_{32} = - F_{23}$). Böylece buradaki denge şartı da yazılabilir.

$$\Sigma M = 0 \Rightarrow M_3 - F_{23} \cdot r_3 = 0 \Rightarrow F_{23} = M_3 / r_3 = - F_{32} \quad (3.27)$$

Benzer işlemler 4 numaralı dişli için yapılabilir.

$$\Sigma M = 0 \Rightarrow M_4 - F_{2'4} \cdot r_4 = 0 \Rightarrow F_{2'4} = M_4 / r_4 = - F_{42'} \quad (3.28)$$

Bulunan kuvvet değerleri, planet dişli grubu için elde edilen denge denkleminde (3.24) yazılırsa, M_1 ve M_4 momentleri ile ilgili bir bağıntı elde edilir.

$$\begin{aligned} - F_{12} \cdot r_2 + F_{32} \cdot r_2 + F_{42'} \cdot r_2' &= 0 \Rightarrow \\ (M_1 / r_1) \cdot r_2 - (M_3 / r_3) \cdot r_2 - (M_4 / r_4) \cdot r_2' &= 0 \end{aligned} \quad (3.29)$$

Mekanizmanın Z - Z merkez eksenini etrafındaki dönme momentlerinin toplamının sıfır olması gerekir. Buna göre, M_3 için bir denklem bulunur.

(Not : Bu mekanizmada, planet kolu mili momentsiz döndüğünden, M_s in değeri daima sıfırdır.)

$$M_1 + M_3 + M_4 = 0 \Rightarrow M_3 = - M_1 - M_4 \quad (3.30)$$

M_3 değeri denklem (3.29)'da yerine yazılırsa,

$$(M_1 / r_1) \cdot r_2 - [(- M_1 - M_4) / r_3] \cdot r_2 - (M_4 / r_4) \cdot r_2' = 0$$

elde edilir. M_1 ' e bölünüp M_4 / M_1 çekilmesi halinde

$$M_4 / M_1 = - [1 + (r_3 / r_1)] / [1 - (r_2' \cdot r_3) / (r_4 \cdot r_2)] \quad (3.31)$$

şeklini alır. Yarıçap yerine diş sayılarını yazıp yapım oranı geçeriz.

$$M_4 / M_1 = - [1 + (z_3 / z_1)] / [1 - (z_2' \cdot z_3) / (z_4 \cdot z_2)]$$

$$[\text{Yapım oranları} : z_{13} = - (z_3 / z_1) , z_{43} = + (z_2' \cdot z_3) / (z_4 \cdot z_2)]$$

$$M_4 / M_1 = - (1 - z_{13}) / (1 - z_{43}) \quad (3.32)$$

3.3.2 Planet Dişli Mekanizmalarının Kinematik İncelenmesi

Kinematik analiz, kinematik büyüklüklerin (devir sayısı, açılmal ve çevresel hız) bulunmasıdır.

Dişli çarkların hızlarını bulmamızda yardımcı olan devir sayısı ana denklemini açıklayalım.

Bir mekanizmada iletilen gücün bir kayba uğramadan iletiildiğini kabul ederek hareket edersek mekanizmadaki güçlerin cebirsel toplamı sıfırdır. Buna göre;

$$P_1 + P_2 + P_3 = 0 \Rightarrow M_1 \cdot n_1 + M_3 \cdot n_3 + M_s \cdot n_s = 0 \quad \text{dır.} \quad (3.33)$$

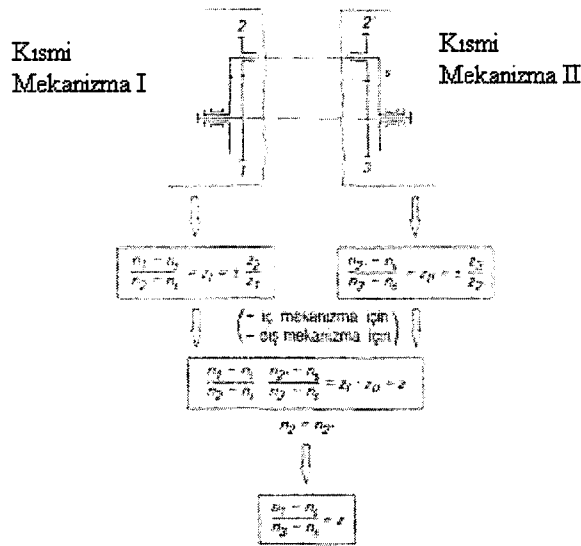
Bildiğimiz gibi yapım oranının negatif işaretlisi moment oranına eşitti. Planet kolunun momentini güç dengesi şartından $M_s = -M_1 - M_3$ şeklinde eşitlikte yerine koyarsak

$$M_1 \cdot n_1 + M_3 \cdot n_3 + (-M_1 - M_3) \cdot n_s = 0 \quad (3.34)$$

Bu denklemi $-M_3 / M_1$ ' e göre çözersek sonuç olarak şunu elde ederiz:

$$-M_3 / M_1 = (n_1 - n_s) / (n_3 - n_s) = z \quad (3.35)$$

$(n_1 - n_s) / (n_3 - n_s) = z$ denklemi devir sayısı ana denklemdir. Bu denklemi kullanarak güneş millerinin devir sayılarını bulmamız mümkündür. Planet dişlilerinin devir sayılarını ise mekanizmayı iki adet kısma ayırarak ayrı ayrı çözümlenerek bulabiliriz. [Dikmen,2003]



Şekil 3. 16 Beş çarklı planet mekanizmasının kısmi mekanizmalara ayrılmış hali

[Dikmen,2003]

Burada 1. kısmi mekanizmada $z_I = z_2 / z_1$, 2. kısmi mekanizmada ise $z_{II} = z_3 / z_2$ dir.

$$z = z_I \cdot z_{II} = [(n_1 - n_s) / (n_2 - n_s)] \cdot [(n_2' - n_s) / (n_3 - n_s)] \text{ dir.}$$

$n_2 = n_2'$ olması halinde daha önce elde ettiğimiz devir sayısı ana denklemini elde ederiz.

$$z = (n_1 - n_s) / (n_3 - n_s) \quad (3.36)$$

n_2 ve n_2' ise yapım oranları aşağıdaki denklemlerden çekerek buluruz.

$$z_I = (n_1 - n_s) / (n_2 - n_s) \Rightarrow n_2 = n_1 / z_I + n_s (1 - 1 / z_I) \quad (3.37)$$

$$z_{II} = (n_2' - n_s) / (n_3 - n_s) \Rightarrow n_2' = n_3 / z_{II} + n_s (1 - 1 / z_{II}) \quad (3.38)$$

Planet dişli mekanizmalarının kinematik incelenmesinde önemli yer tutan çevre ve yuvarlanma hızı açıklamak gerekirse; çevre hızı v_u , yörünge üzerindeki bir noktanın anlık hızı olup dönme yörüngesine daima teğettir. $v_u = 2 \pi r n = r \cdot \omega$ dir.

Yuvarlanma hızı v_w ise dişlilerin yuvarlanma çemberleri çevre hızıdır. Basit dişlilerde $v_u = v_w$ dir. Ama planet dişlilerde bu eşitlik yoktur. [Dikmen,2003]

Dört çarklı planet dişli mekanizmalarında bu şöyle hesaplanır :

$$1 - 2 \text{ dişli çifti için} \quad v_{w1} = 2 \pi r_1 n_1 \text{ bağıl} = 2 \pi r_1 (n_1 - n_s) \quad (3.39)$$

$$3 - 2' \text{ dişli çifti için} \quad v_{w3} = 2 \pi r_1 n_3 \text{ bağıl} = 2 \pi r_1 (n_3 - n_s) \quad (3.40)$$

Çevrim oranı da bildiğimiz gibi giriş devir sayısının çıkış devir sayısına (veya açısal hızlarının) oranıdır. Kullanılırken karışıklığı önlemek için alt indisli olarak gösterilir. Planet dişli mekanizmalarında alt indis sırasıyla giriş ve çıkış millerini simgeler. Yani i_{1s} ' in anlamı hareket iletimi 1 numaralı milden planet taşıyıcı yönündedir. Planet taşıyıcısı sabit olduğunda mekanizma planet olmayıp bildiğimiz basit dişli mekanizma özelliğinde olmaktadır. i_{13} ve i_{31} ile gösterimde mekanizma basit dişli mekanizması olarak çalışır. [Dikmen,2003]

Çevrim oranı ile yapım oranı arasındaki ilişkiyi belirtmek gerekirse;

a) 3 numaralı güneş dişlisi sabit

1) Giriş 1 numaralı güneş dişli milinden çıkış planet taşıyıcı milinden ise

$$z = (n_1 - n_s) / (n_3 - n_s) = (n_1 - n_s) / (0 - n_s) \Rightarrow n_1 = n_s (1 - z)$$

$$i_{1s} = n_1 / n_s = 1 - z \quad (3.41)$$

2) Giriş planet taşıyıcı milinden çıkış 1 numaralı güneş dişli milinden ise

$$z = (n_1 - n_s) / (n_3 - n_s) = (n_1 - n_s) / (0 - n_s) \Rightarrow n_1 = n_s (1 - z)$$

$$i_{s1} = n_s / n_1 = 1 / (1 - z) = 1 / i_{1s} \quad (3.42)$$

b) 1 numaralı güneş dişlisi sabit

1) Giriş 3 numaralı güneş dişli milinden çıkış planet taşıyıcı milinden ise

$$z = (n_1 - n_s) / (n_3 - n_s) = (0 - n_s) / (n_3 - n_s) \Rightarrow n_3 = n_s [1 - (1/z)]$$

$$i_{3s} = n_3 / n_s = 1 - (1/z) \quad (3.43)$$

2) Giriş planet taşıyıcı milinden çıkış 3 numaralı güneş dişli milinden ise

$$z = (n_1 - n_s) / (n_3 - n_s) = (0 - n_s) / (n_3 - n_s) \Rightarrow n_3 = n_s [1 - (1/z)]$$

$$i_{s3} = n_s / n_3 = 1 / [1 - (1/z)] = 1 / i_{3s} \quad (3.44)$$

c) s planet taşıyıcı mili sabit

1) Giriş 1 numaralı güneş dişli milinden çıkış 3 numaralı güneş dişli milinden ise

$$z = (n_1 - n_s) / (n_3 - n_s) = (n_1 - 0) / (n_3 - 0) \Rightarrow z = n_1 / n_3$$

$$i_{13} = n_1 / n_3 = z \quad (3.45)$$

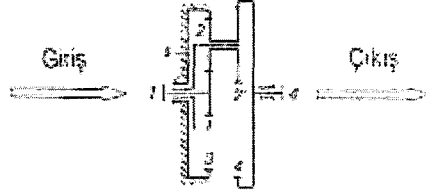
2) Giriş 3 numaralı güneş dişli milinden çıkış 1 numaralı güneş dişli milinden ise

$$z = (n_1 - n_s) / (n_3 - n_s) = (n_1 - 0) / (n_3 - 0) \Rightarrow z = n_1 / n_3$$

$$i_{31} = n_3 / n_1 = 1 / z \quad (3.46)$$

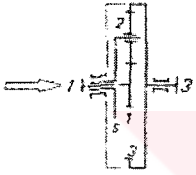
a - 1 b - 1 c - 1 durumları, a - 2 b - 2 c - 2 durumlarının ters fonksiyonudur. [Dikmen,2003]

Beş çarklı planet mekanizmasında (Wolfrom mekanizmasında) çevrim oranı, daha önce yaptığımız gibi iki kısmi mekanizmaya ayırarak hesaplanır.



Şematik olarak gösterilen mekanizmayı aşağıdaki gibi iki kısmi mekanizmaya ayırarak çözümleriz.

İlk mekanizmada



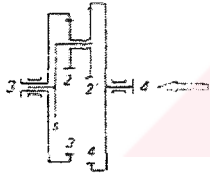
$$z_{13} = (n_1 - n_s) / (n_3 - n_s)$$

$$z_{13} = (-z_2 / z_1) (+z_3 / z_2)$$

$$z_{13} = -z_3 / z_1$$

(3.47)

İkinci mekanizmada



$$z_{43} = (n_4 - n_s) / (n_3 - n_s)$$

$$z_{43} = (+z_2' / z_4) (+z_3 / z_2)$$

$$z_{43} = + (z_2' \cdot z_3) / (z_4 \cdot z_2)$$

(3.48)

Devir sayısı ana denklemi $[(n_1 - n_s) / (n_3 - n_s) = z]$, her iki kısmi mekanizma için yazılırsa, aşağıdaki sonuç elde edilir. (3 sabit olduğundan $n_3 = 0$ dir.) [Dikmen,2003]

$$z_I = (n_1 - n_s) / (0 - n_s) \Rightarrow n_s = n_1 / 1 - z_I$$

$$z_{II} = (n_4 - n_s) / (0 - n_s) \Rightarrow n_s = n_4 / 1 - z_{II}$$

$$i_{14} = (1 - z_I) / (1 - z_{II}) \Rightarrow i_{14} = n_1 / n_4 = (1 - z_{13}) / (1 - z_{43})$$

(3.49)

3.4 Planet Dişli Mekanizmalarında Güç

Planet dişli mekanizmalarında güç iletimini anlayabilmek için belli kavramları açıklamak gerekir. Bunlar mil gücü, yuvarlanma gücü, kavrama gücüdür.

Mil gücü, planet dişli mekanizmasındaki millerden iletilen güç olup mutlak güç veya dış güç olarak da bilinmektedir. Planet dişli mekanizmasında P_1 , P_3 , P_s mil güçleri, sabit durumdaki gövdeye göre ölçülen n_1 , n_3 , n_s devir sayıları ile, yani mutlak devir sayıları ile hesaplanır. [Dikmen,2003]

$$P_i = M_i \cdot \omega_i \quad \text{veya} \quad P_i = M_i \cdot n_i / 9550 \quad (3.50)$$

[P : kW, M : Nm, n : 1 / dakika]

Yuvarlanma gücü, döndürülen dişli çarktan döndürülen dişli çarka iletilen güçtür. Yuvarlanma gücü, gövde içinde dönen planet kolundan gözlemlenerek ölçülen bağıl devir sayıları ile hesaplandığından, yuvarlanma gücüne " iç güç " de denir. Yuvarlanma çemberinde (yani dişlilerin ana temas noktaları) etkili olan çevresel kuvvetin yuvarlanma hızı ile çarpımına eşittir. Yuvarlanma gücü, planet mekanizmalarında da, basit dişlilerdeki gibi hesaplanır. Yuvarlanma gücünü, moment (M) ve devir sayısına (n) bağılı olarak bulmak için, her iki dişlide $v_w = 2\pi \cdot r \cdot n$ bağıl şeklinde yazarsak;

$$(F_{u1} = F_{u2} \text{ ve } v_{w1} = v_{w2})$$

$$P_w = F_u \cdot v_w = F_u \cdot 2\pi \cdot r_1 \cdot n_1 \text{ bağıl} = F_u \cdot 2\pi \cdot r_1 (n_1 - n_s) \quad (3.51)$$

$$P_w = F_u \cdot v_w = F_u \cdot 2\pi \cdot r_2 \cdot n_2 \text{ bağıl} = F_u \cdot 2\pi \cdot r_2 (n_2 - n_s) \quad (3.52)$$

$F_u \cdot r_1$ ve $F_u \cdot r_2$ yerine M_1 ve M_2 momentlerini yazarsak

$$P_w = M_1 \cdot 2\pi \cdot (n_1 - n_s) \quad \text{ve} \quad P_w = M_2 \cdot 2\pi \cdot (n_2 - n_s)$$

şeklini alır. Son bir düzenleme yapılırsa

$$P_w = M_1 \cdot (n_1 - n_s) / 9550 \quad \text{ve} \quad P_w = M_2 \cdot (n_2 - n_s) / 9550$$

sonucuna ulaşmış olunur.

Kayıpsız planet mekanizmalarında, 1-2 ve 2'-3 dişli çarklarının kavrama noktalarındaki yuvarlanma güçleri eşit olmalıdır.

$$P_w = M_{2'} \cdot (n_{2'} - n_s) / 9550 \quad \text{ve} \quad P_w = M_3 \cdot (n_3 - n_s) / 9550$$

Mekanizmadaki kayıp güç, dişlerin birbirleri üzerinde yuvarlanmaları sırasında oluşan sürtünmeden meydana gelir. Güç kaybı ne kadar büyükse, verim de o kadar azalır. Kayıp güç, dişlerin yuvarlanmasıyla oluştuğundan, yuvarlanma gücünün yüzdesi olarak ifade edilmelidir. Dişlilerin iletmek zorunda oldukları P_w ne kadar büyük olursa, kayıp gücün değeri de o kadar artar. [Dikmen,2003]

Bir başka önemli güç ise kavrama gücüdür. Kavrama gücü (P_k), yuvarlanma hareketi olmaksızın, dişli çarklar üzerinden aktarılan güçtür. Bu güç, güneş dişlisinin dönme momenti ile planet kolunun açısal hızının çarpımına eşittir. Kavrama gücü için planet dişli mekanizmalarında üç durum söz konusudur. [Dikmen,2003]

1) $n_s = 0$ halinde $w_s = 0$ dir. Bu nedenle $P_k = 0$, $P = P_w$ dir. Yani yuvarlanma gücü mil gücüne eşittir.

2) $n_s \neq 0$ özel halinde mekanizma, n_1 devir sayısı ile, 1 güneş dişlisi milinden tahrik edilmektedir. 1 ve 2 dişlileri, temas noktalarında, 1 güneş dişlisi mili ve s planet kolu arasında, bir kavrama gibi etki ederler. Yani planet kolu s , yuvarlanma hareketi olmaksızın $n_s = n_1 = n_3$ devir sayısı ile dönerler.

$$P_{k1} = M_1 \cdot w_s, \quad P_{k3} = M_3 \cdot w_s \quad (3.53)$$

$n_s \neq 0$ genel durumunda ise $n_1 \neq n_s$ söz konusudur. n_3 devir sayısı yapım oranı ile devir sayısı ana denklemi ile bulunur. $M_1 \cdot w_1$ mil gücünü, $M_1 \cdot w_s$ kavrama gücünü ifade etmektedir. Ve planet dişli mekanizmalarında mil gücünün bir kısmı yuvarlanma gücü (P_w) bir kısmı da kavrama gücü (P_k) olarak iletilir. Tabii bazı durumlarda kavrama veya yuvarlanma gücü yukarıda belirtildiği gibi sıfır olabilir. Sonuçta planet dişli mekanizmalarında mil gücü, yuvarlanma gücü ile kavrama gücünün cebirsel toplamına eşittir.

$$P = P_w + P_k \quad (3.54)$$

Kayıpsız halde, sabit çalışan planet mekanizmada, yuvarlanma gücü, daima mil gücüne eşittir ($P_w = P$). Planet çalışan planet mekanizmada durum farklıdır. Burada mil gücü (P), yuvarlanma gücü (P_w) ve kavrama gücü (P_k) olmak üzere, daima iki bölümden oluşur. Planet mekanizmasında, yuvarlanma gücü, asla mil gücüne eşit değildir ($P_w \neq P$). Yuvarlanma gücü, mil gücünden küçük veya büyük olabilir. Mil gücünün yuvarlanma gücüne oranı, "güç oranı (L)" olarak tanımlanır ($L = P / P_w$). Yuvarlanma gücü ve mil gücünün değerlerine göre, $L > 1$ veya $L < 1$ olabilir. Güç oranı L , yapım oranı z nin bir fonksiyonudur [$L = f(z)$]. Planet mekanizmasının verimi η_p ile gösterilir. Aynı mekanizmanın, sabit çalışması halinde verim η_0 dır. [Dikmen,2003]

Güç oranı, iki durum içinde incelenebilir:

1) 3 numaralı güneş dişlisinin sabit olması halinde:

Bu durumda 3 numaralı güneş dişlisi sabit olduğundan mekanizma iki milli işletme halinde çalışır.

$$L = P_1 / P_{w1} = M_1 \cdot w_1 / M_1 (w_1 - w_s) = n_1 / (n_1 - n_s)$$

$$L = \frac{1}{1 - \frac{n_s}{n_1}} = \frac{1}{1 - i_{s1}} \quad (i_{s1} = \frac{1}{1-z}) \Rightarrow L = \frac{1}{1 - \frac{1}{1-z}} \Rightarrow L = 1 - \frac{1}{z} \quad (3.55)$$

2) 1 numaralı güneş dişlisinin sabit olması halinde:

1 numaralı güneş dişlisi sabit olduğunda mekanizma yine iki milli işletme halinde çalışır.

İşlemler yinelenirse şu sonuç elde edilir:

$$L = P_3 / P_{w3} = M_3 \cdot w_3 / M_3 (w_3 - w_s) = n_3 / (n_3 - n_s)$$

$$L = \frac{1}{1 - \frac{n_s}{n_3}} = \frac{1}{1 - i_{s3}} \quad (i_{s3} = \frac{1}{1 - \frac{1}{z}}) \Rightarrow L = \frac{1}{1 - \frac{1}{1 - \frac{1}{z}}} \Rightarrow L = 1 - z \quad (3.56)$$

3.5 Planet Dişli Mekanizmalarında Verim

Diğer mekanizmalarda olduğu gibi, planet dişli mekanizmalarında da, özellikle yataklar, mil sızdırmazlık elemanları ve diş temas noktalarında oluşan sürtünmelerden dolayı güç kaybı meydana gelir. Bu nedenle mekanizma belli bir verimle çalışır. Bu verim, kayıp meydana gelen yerlerdeki verimlerin çarpımı ile elde edilir. Örneğin diş verimi η_z , yatak verimi η_y ve sızdırmazlık elemanlarının verimi η_s ise verim;

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_y \cdot \eta_s \text{ dir.} \quad (3.57)$$

Diş çiftlerinde verim ise %99 ile % 99,5 arasında değişmektedir. Dört dişli çarklı bir mekanizmada diş verimi ise dişli çiftlerinin verimleri çarpımıdır. [Dikmen,2003]

$$\eta_z = \eta_{12} \cdot \eta_{23} \quad (3.58)$$

Planet dişli mekanizmalarında mekanizmanın sabit olarak çalışması halindeki verimi η_0 , Planet olarak çalışması halindeki verimi ise η_p ' dir. Ve birbirinden farklıdır.

Planet dişli mekanizmalarında verimi hesaba katarken mekanizmanın çalışma şekli, güç iletim yönü yani giriş ve çıkışın hangi elemandan olduğuna dikkat edilmelidir. Buna göre;

$$\eta_0 = - P_{w\phi} / P_{wg} < 1$$

Eğer yuvarlanma güç akışı 1 numaralı milden 3 numaralı mile doğru ise

$$\eta_0 = - P_{w3} / P_{w1} = - M_3 \cdot w_{3 \text{ bağıl}} / M_1 \cdot w_{1 \text{ bağıl}} \text{ dir.}$$

$w_{1 \text{ bağıl}} / w_{3 \text{ bağıl}}$ ' in yerine devir sayısı cinsinden karşılığını yazarsak

$$w_{1 \text{ bağıl}} / w_{3 \text{ bağıl}} = n_{1 \text{ bağıl}} / n_{3 \text{ bağıl}} = (n_1 - n_s) / (n_3 - n_s) = z$$

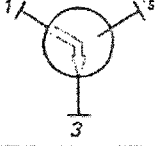
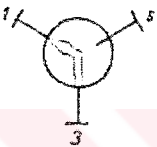
$$\eta_0 = (- M_3 / M_1) / (1 / z) \quad \Rightarrow \quad M_3 / M_1 = \eta_0 \cdot z$$

Şayet yuvarlanma akışı 3 numaralı milden 1 numaralı mile doğru olursa

$$\eta_0 = (-M_3 / M_1) (z) \Rightarrow M_3 / M_1 = \eta_0 / z \text{ şeklini alır. [Dikmen,2003]}$$

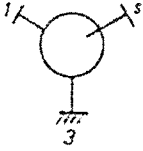
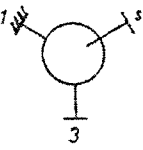
Bu denklemlerin düzenlenmiş haliyle şöyledir.

Çizelge 3. 1 İç güç akış durumuna göre moment değerleri [Dikmen,2003]

 <p>İç güç akışı 1 → 3</p>	M_1 biliniyor	M_3 biliniyor	M_s biliniyor
	$M_3 = -M_1 z \eta_0$ $M_s = -M_1 (1 - z \eta_0)$	$M_1 = -M_3 \frac{1}{z \eta_0}$ $M_s = -M_3 \left(1 - \frac{1}{z \eta_0}\right)$	$M_1 = -M_s \frac{1}{1 - z \eta_0}$ $M_3 = -M_s \frac{1}{1 - \frac{1}{z \eta_0}}$
 <p>İç güç akışı 3 → 1</p>	M_1 biliniyor	M_3 biliniyor	M_s biliniyor
	$M_3 = -M_1 \frac{z}{\eta_0}$ $M_s = -M_1 \left(1 - \frac{z}{\eta_0}\right)$	$M_1 = -M_3 \frac{\eta_0}{z}$ $M_s = -M_3 \left(1 - \frac{\eta_0}{z}\right)$	$M_1 = -M_s \frac{1}{1 - \frac{z}{\eta_0}}$ $M_3 = -M_s \frac{1}{1 - \frac{\eta_0}{z}}$

Planet dişli mekanizmasının verimi η_p , η_0 ve z yapım oranına bağlıdır. $\eta_p < 1$ çıkarsa, seçilen yön ve bağıntı doğrudur, $\eta_p > 1$ çıkarsa, seçilen yön ve bağıntı yanlıştır. Çünkü hiçbir zaman $\eta_p > 1$ olamaz. Yanlış yön ve bağıntı ise daima $\eta_p > 1$ sonucunu verir. Seçilen yönün yanlış olması halinde diğeri doğru yön olur. Yani, örneğin 1→3 yönü yanlışsa, 3→1 yönü doğrudur. Derlenmiş hali Çizelge 3.2' de görülmektedir.

Çizelge 3.2 Planet dişli mekanizmalarındaki verim denklemleri [Dikmen,2003]

Mekanizma sembolü	Çalışma şekli			Çevrim oranı	Yuv. gücü akış yönü	Moment dönüşüm oranı	Verim
	Giriş mili	Çıkış mili	Sabit mil				
	1	s	3	$i_{1s} = 1-z$	$1 \Rightarrow 3$	$i_m = -(1-z\eta_0)$	$\eta_p = \frac{1-z\eta_0}{1-z}$
				$3 \Rightarrow 1$	$i_m = -(1-\frac{z}{\eta_0})$	$\eta_p = \frac{1-\frac{z}{\eta_0}}{1-z}$	
	s	1		$i_{s1} = \frac{1}{1-z}$	$1 \Rightarrow 3$	$i_m = -\frac{1}{1-z\eta_0}$	$\eta_p = \frac{1-z}{1-z\eta_0}$
				$3 \Rightarrow 1$	$i_m = -\frac{1}{1-\frac{z}{\eta_0}}$	$\eta_p = \frac{1-z}{1-\frac{z}{\eta_0}}$	
	3	s	1	$i_{3s} = 1-\frac{1}{z}$	$1 \Rightarrow 3$	$i_m = -(1-\frac{1}{z\eta_0})$	$\eta_p = \frac{1-\frac{1}{z\eta_0}}{1-\frac{1}{z}}$
				$3 \Rightarrow 1$	$i_m = -(1-\frac{\eta_0}{z})$	$\eta_p = \frac{1-\frac{\eta_0}{z}}{1-\frac{1}{z}}$	
	s	3		$i_{s1} = \frac{1}{1-\frac{1}{z}}$	$1 \Rightarrow 3$	$i_m = -\frac{1}{1-\frac{1}{z\eta_0}}$	$\eta_p = \frac{1-\frac{1}{z}}{1-\frac{1}{z\eta_0}}$
				$3 \Rightarrow 1$	$i_m = -\frac{1}{1-\frac{\eta_0}{z}}$	$\eta_p = \frac{1-\frac{1}{z}}{1-\frac{\eta_0}{z}}$	

4.SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

4.1. Sonlu Elemanlar Yöntemine Giriş

Sonlu elemanlar yöntemi,fiziksel problemlerin çözülmesinde kullanılan sayısal yöntemler içerisinde önemi zaman içinde artan ve özellikle mühendisler tarafından daha yaygın olarak kullanılan matematiksel bir çözüm şeklidir. Bunun sebebi farklı zorlanmalara maruz kalan, geometrisi ve malzeme özellikleri karmaşık olan sistemlere ait bir çok problemin diğer yöntemlerle çözümünün çok zor veya imkansız olmasıdır. Bu gibi durumlarda yaklaşık çözümler veren sayısal yöntemlerin kullanılması gerekmektedir. Bu yöntemlerin en önemlilerinden biride sonlu elemanlar analiz yöntemidir.Herhangi bir sistem gerçek anlamda sonsuz sayıda birleşme noktasından oluşur ve bu durum çözümü imkansız kılar. Bu imkansızlığı yenmek için sonlu elemanlar yönteminde analiz edilecek yapının sonlu sayıda düğüm noktası ile birbirine bağlanmış elemandan oluştuğu düşünülür, böylece problem sonsuz sayıda bilinmeyenden sonlu sayıda bilinmeyene indirgenmiş olur ve sistem üzerine uygulanan fiziksel bir büyüklüğe karşı sistemin tepkisi bulunabilir. Yöntemin temel mantığı; analiz edilecek sistemin sonlu sayıda elemana ayrılması ve elde edilen elemanların hesaplamalarda temel olarak kullanılmasıdır. Elemanlar için elde edilen denklemlerin çözülmesi ve çözümlerin birleştirilmesi ile sistemin genel çözümü elde edilmektedir.

Sonlu elemanlar yöntemi ilk olarak yapı analizinde kullanılmaya başlandı. İlk çalışmalar Hrennikoff (1941) ve Mc Henry (1943) tarafından gerçekleştirilen yarı analitik metotlarıdır. Argyis ve Kelsey (1960) virtüel iş prensibini kullanarak direkt bir yaklaşım metodu geliştirmiştir. Turner ve diğerleri (1956) bir üçgen eleman için rijitlik matrisi oluşturmuştur. “Sonlu elemanlar” terimini ilk defa Clough (1960) tarafından çalışmasında telaffuz etmiştir. Yöntemin üç boyutlu problemlere uygulanması iki boyutlu teoriden sonra kolayca gerçekleştirilmiştir. İlk kabuk elemanlar aksenal simetrik olup (Grafton ve Strome, 1963), bunları silindirik ve diğer kabuk elemanları izlemiştir (Gallagher, 1969). Araştırmacılar 1960’ lı yılların başlarında lineer olmayan problemlerle ilgilenmeye başladılar. Turner ve diğerleri (1960) geometrik olarak lineer olmayan problemler için bir çözüm tekniği geliştirdi. Sonlu elemanlar yöntemi ile stabilite analizi ise ilk olarak Martin (1965) tarafından tartışılmıştır. Statik problemlerin yanı sıra dinamik problemlerde sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmeye başlandı (Zienkiewicz ve diğerleri, 1966; Koenig ve Davids, 1969). 1943 yılında Courant bölgesel lineer yaklaşım kullanarak bir burulma problemi için çözüm üretmiştir. Yapı alanı dışında problemlerin sonlu elemanlar yöntemi ile çözümü 1960’ lı yıllarda başlamıştır.

Örneğin Zienkiewicz ve Cheung (1965) sonlu elemanlar yöntemi ile Poission denklemini çözmüştür. Doctors (1970) ise metodu potansiyel akışa uygulamıştır. Sonlu elemanlar yöntemi geliştirilerek ısı transferi, yer altı sularının akışı, manyetik alan ve diğer birçok alana uygulanmaktadır. Genel amaçlı sonlu elemanlar paket programları 1970' li yıllardan itibaren ortaya çıkmaya başlamıştır. 1980' li yılların sonlarına doğru ise artık paket programlar mikro bilgisayarlarda kullanılmaya başlandı ve bugünkü duruma geldi. [1]

Geçmişteki bilgisayar maliyetlerinin ve kapasitelerinin getirdiği sınırlayıcı etkiler hızla ortadan kalktığından dolayı günümüzde sonlu elemanlar yöntemi mühendislik uygulamaları için ekonomik ve verimli bir duruma gelmiştir. Bu yöntem sayesinde prototiplerin bilgisayar ortamında hazırlanması ve test edilmesi mümkün olmaktadır. Üretim veya kullanımdan önce en uygun tasarım yapılabilen ve böylece optimum boyutlarda ve en ekonomik üretim imkanı sağlanabilmektedir.

4.2 Sonlu Elemanlar Yöntemi ile İlgili Bazı Kavramlar

Sonlu elemanlar yönteminde kullanılan bazı terimler eleman, düğüm noktası, mesh, şekil fonksiyonu, eleman katılık matrisidir. Sonlu elemanlar yönteminde analizi yapılacak model (parça), belirli noktalarda birbirlerine bağlanmış bir çok parçanın birleşiminden oluşmuş bir yapı olarak düşünülür. Bu birleşme noktalarına düğüm noktası, her bir parçaya birim hücre veya eleman, elemanların toplamına da mesh (ağ yapısı) denilmektedir. Şekil fonksiyonu ise eleman denkleminin katsayılarının hesaplamasında elemanın düğüm noktaları arasındaki değerleri tahmin etmeyi sağlayan fonksiyondur. Eleman katılık matrisi, analizi yapılacak parçanın malzeme özelliklerini içeren ve çözümde önemli yeri olan bir öğedir. Elemanların şekli ve büyüklüğü; modelin yapısına, geometrisine, büyüklüğüne ve analizin tipine uygun olarak analizi yapan tarafından belirlenir. Bu işlem sonuçların doğruluğu açısından önemlidir ve deneyim gerektirir. Analizi yapan kişi, elemanları kullanılabilir sonuçlar verecek kadar küçük ve hesap işlemlerini mümkün olduğunca azaltacak kadar büyük seçmenin hassas dengesi ile karşı karşıyadır. Şeklin geometrisinde, yüklerde ve malzeme özelliklerinde ani değişikliklerin meydana geldiği süreksizlik bölgelerinde sonuçların hassasiyeti için mesh (ağ yapısı) kısmi olarak iyileştirmelidir.[Altan, 2003; Cahpra, 2003] Benzer şekilde, kaynaklı ya da civatalı birleştirmeler gibi bağlantı noktaları da fiziksel süreksizlik bölgeleri olup, bu bölgelerde daha küçük elemanlar kullanılmalıdır.

Meshleme işlemi, çözümün doğruluğu üzerinde sadece hassas şekilde yapılmasıyla değil aynı zamanda uygun bir formda gerçekleştirilmesiyle de etkilidir. Genelde çentik etkisi oluşturan

bölgeler daha ince bir mesh örgüsüyle kaplanmalıdır. Sonlu elemanlar paket programları her ne kadar otomatik mesh imkanı sunsa da bazı hallerde kullanıcı mesh yapısını kendisi oluşturmak veya üzerinde düzeltmeler yapmak durumunda kalabilir.

Sonlu eleman çözümüne yapının elemanlara ayrılması bakımından etki eden diğer bir özellikse, kullanılan elemanların en/boy oranıdır. Bu oran birle yaklaştıkça, çözüm kalitesi artar. Başka bir ifadeyle, genellikle ince ve uzun elemanlardan sakınılması gerekir. Hatta elemanların ana şekillerinden uzaklaşmaları da çözümün hassasiyetini etkiler. Örneğin kare, dikdörtgen, paralel kenar ve yamuk dörtgen elemanlar olmalarına karşılık, bunların içinde ana şekil kare olup diğerleri değişime uğramıştır. Dolayısıyla kare şekilli elemanlar daha hassas çözüm sağlar. Çok büyük yapıların elemanlara ayrılmasında, hassas bir çözüm için gerekli eleman sayısı çok fazla olabilir. Böyle durumlarda, yapı önce çözümü mümkün kılan kaba bir bölmeyle tabii tutulur ve analiz yapılarak sonuçlar elde edilir. Daha sonra istenilen bölgeler izole edilerek ayrıca ele alınır ve daha ince ağlarla bölme işlemi gerçekleştirilir. İkinci analizde, birinci analizin sonuçları girdi olarak kullanılır. Gerilme konsantrasyonunun fazla olduğu bölgeler bu şekilde daha hassas bir şekilde incelenebilir. [Altan,2003]

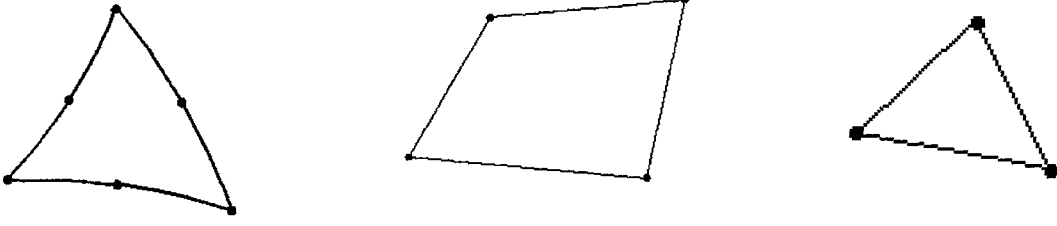
Sonlu elemanlar analizinde kullanılan elemanlar, bir boyutlu, iki boyutlu veya üç boyutlu ve değişik şekillerde olabilirler. Bunlar problemin durumuna göre kullanılır. Ayrıca kullanılan analiz programları, analiz edilecek probleme göre eleman tavsiye etmekte kimi zaman otomatik olarak elemanı seçmektedir.

Tek boyutlu elemanlar, geometriden veya problemin özelliğinden dolayı tek boyutlu analiz yapmayı gerektiren modellerde tek boyutlu elemanlar kullanılır. Geometriden dolayı tek boyutlu analiz yapmayı gerektiren duruma örnek olarak kafes sistemlerini, problemin özelliğinden dolayı tek boyutlu analiz yapmayı gerektiren duruma örnek olarak tek boyutta ısı transferi gösterebilir. Geometrik olarak diğer iki boyutu, tek boyutuna göre ihmal edilebilecek büyüklükte olan geometrik yapıların analizinde de tek boyutlu elemanlar kullanılabilir. [Altan,2003]



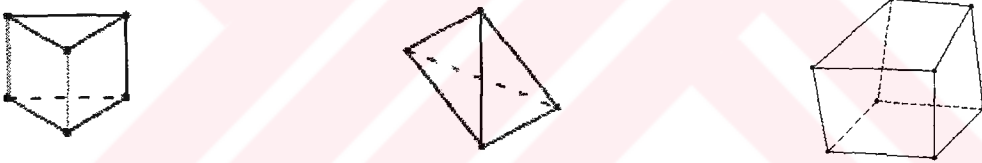
Şekil 4. 1 Meshlemede kullanılan bazı tek boyutlu elemanlar [Ansys,2003]

İki boyutlu elemanlar, düzlemsel modellerde veya iki boyutlu analizin yeterli olduğu koşullarda kullanılırlar. Katı mekaniğinde birçok problemin yaklaşık çözümü, iki boyutlu sonlu elemanlarla yapılabilmektedir. En yaygın kullanılan iki boyutlu eleman tipi üçgendir.[Altan,2003]



Şekil 4. 2 Meshlemede kullanılan bazı iki boyutlu elemanlar [Ansys,2003]

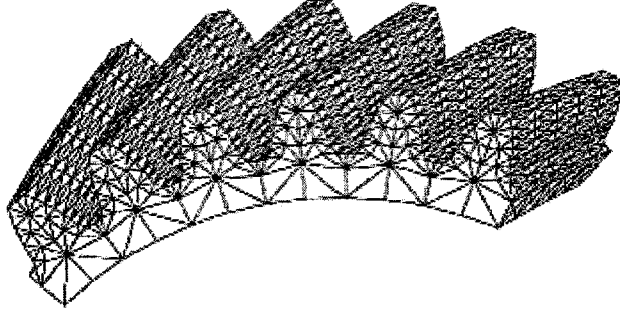
Üç boyutlu elemanlar, üç boyutlu analiz yapmayı gerektiren durumlarda kullanılır. En basit üç boyutlu eleman tipi dört yüzlüdür. Altı yüzlü ve eksenel simetrik üç boyutlu elemanlar da mevcuttur. Eksenel simetrik cisimlerde kesiti üçgen veya dörtgen olabilen halka şeklinde sonlu elemanlar kullanılır.[Altan,2003]



Şekil 4. 3 Meshlemede kullanılan bazı üç boyutlu elemanlar [Ansys,2003]

İzoparametrik Eleman : Eğrisel kenar veya yüzeye sahip elemanlardır. Elemanın kenar veya yüzeyi üzerinde de düğüm noktaları bulunmaktadır. Geometrik tanım fonksiyonu ile alan değişkeninin değişim fonksiyonunun aynı karakterde olmasından dolayı bu tip elemanlara izoparametrik eleman denilmiştir.[Altan,2003]

Sonlu elemanlar yönteminde kullanılan elemanların tiplerinin ve sayılarının bir problemde hep aynı olması zorunlu değildir. Değişik bölgelerde, değişik sayıda ve nitelikte elemanlar kullanılabilir. Bütün bunların seçimi çözümü yapan kullanıcının bilgi ve tecrübesine bağlıdır.



Şekil 4. 4 Meshleme yapılmış helisel dişli [1]

Kuvvet, moment, basınç, sıcaklık gibi sistem üzerine etki eden yükler ve mesnet şartları gibi sistemin serbestlik derecesi üzerinde etkili olan faktörler sistemin sınır şartları olarak ifade edilirler. Sınır şartlar düğüm noktalarında veya eleman üzerinde tanımlanabilirler.

4.3 Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analiz

Herhangi bir sistemin temel denklemlerinin kurulması ve sınır şartları altında çözülmesi için iki şekilde yapılabilir:

1-Analitik Çözüm Yöntemleri (Diferansiyel denklemler vb.)

Mühendisleri ilgilendiren birçok problemi analitik yöntemler ile çözmek problemi etkileyen çok bileşen olması ve birbirleriyle ilişkili olması nedeniyle mümkün değildir. Analitik çözüm, matematik bir fonksiyondur ve ortamın her noktasında değişkenin değerini verir. Fakat bu tip çözümler ancak basitleştirilmiş bazı özel haller için elde edilebilir. Mühendis, geometrisi, malzeme özellikleri ve sınır şartları karmaşık olan problemleri yaklaşık olarak çözebilmek için kabul edilebilir sonuçlar veren sayısal yöntemler kullanmak zorundadır. [Altan,2003]

2-Sayısal (Nümerik) Çözüm Yöntemleri (Sonlu elemanlar yöntemi, sonlu farklar yöntemi sınır elemanlar yöntemi vb.)

Nümerik metot, analitik metodun geliştirilemediği durumlarda kullanılan yaklaşık çözüm yöntemidir. Tüm nümerik çözümler bağımsız parametrelere göre tek tek noktalar için değerler üretirler. Parametreler değiştirildiğinde tüm çözüm prosedürü tekrarlanır. Hesaplanmış değerler tek tek noktalar için dahi olsa fiziksel prosesler için önemli bilgiler verirler. [Altan,2003]

Mühendislik problemlerinin bir çoğunda karşılaşılan çok parçalı ve karmaşık geometrilerden dolayı uygulanan yüklere karşı sistemin davranışı her zaman basit diferansiyel denklem veya integral eşitliklerle tanımlanamamakta, tanımlanabildiği durumlarda ise bu denklemler ancak sayısal yöntemler kullanılarak bilgisayar ortamında yaklaşık olarak çözülebilmektedirler.

Sayısal çözüm yöntemlerinden biri olan sonlu elemanlar yöntemi, fiziksel problemlerin karmaşık fonksiyonlarla ifade edilmesine olan gereksinimi ortadan kaldırmış ve bu tür eşitlikleri analitik olarak çözmekten daha avantajlı bir seçenek sunmuştur. Bu nedenle yaygın olarak kullanılan bir çözüm metodu haline gelmiştir. [Altan,2003]

Sonlu elemanlar yönteminde kullanılan bazı önemli metotlar aşağıda kısaca açıklanmıştır. Doğrudan yaklaşım metodu, basit problemlerde kullanımı mümkün olurken daha karmaşık problemlerde uygulanması zordur.

Varvasyonel metot, birçok sonlu elemanlar formülasyonunun temelini oluşturmaktadır. En düşük sayıyı üreten fonksiyon, diferansiyel eşitliği çözer.

Ağırlıklı artıklar yöntemi, denklem 4.1 de belirtildiği gibidir.

$$\int_D RW_i dD = 0 \quad i = 1,2,\dots,n \text{ için} \quad (4.1)$$

Burada D = çözüm bölgesi, W_i = doğrusal olarak bağımsız ağırlık fonksiyonudur. [Chapra vd.,2003]

Denklem 4.1'deki ağırlık fonksiyonları için birçok seçim yapılabilir. Bunların her biri ağırlıklı artıklar yöntemi için alternatif bir yaklaşımdır. Bunlardan bazıları aşağıda açıklanmıştır.

Ara değer bulma yaklaşımında, bilinmeyen katsayılar kadar yerel nokta seçilir. Daha sonra, bu yerel noktaların her birinde artıklar kayboluncaya kadar katsayılar ayarlanır dolayısıyla yaklaştırma fonksiyonu, seçilen yerel noktalarda mükemmel sonuç verecektir, ancak diğer yerlerde sıfırdan farklı olacaktır.

$$W = \delta(x - x_i) \quad i = 1, 2, \dots, n \text{ için} \quad (4.2)$$

Burada n , bilinmeyen katsayıların sayısıdır, $\delta(x - x_i)$ ise Dirac delta fonksiyonu olup her yerde sıfırdır, ancak $x = x_i$ de 1'e eşittir. [Chapra vd.,2003]

Alt bölge yönteminde, aralık bilinmeyen katsayılar kadar aralıklara veya alt bölgelere bölünür. Daha sonra her bir bölgede artım ortalama değeri sıfır oluncaya dek katsayılar ayarlanır (Denklem 4.3). Böylece her bir alt bölge için ağırlık fonksiyonu 1'e eşittir.

$$\int_{x_{i-1}}^{x_i} R dx = 0 \quad i = 1, 2, \dots, n \text{ için} \quad (4.3)$$

Burada x_{i-1} ve x_i alt aralığın sınırlarıdır. [Chapra vd.,2003]

En küçük kareler yönteminde katsayılar artıkların karelerinin integralini minimum yapacak şekilde ayarlanır. Böylece ağırlık fonksiyonları (Denklem 4.4)

$$W_i = \frac{\partial R}{\partial a_i} \quad (4.4)$$

olup denklem 4.1'de yerine konursa,

$$\int_D R \frac{\partial R}{\partial a_i} dD = 0 \quad i = 1, 2, \dots, n \text{ için veya}$$

$$\frac{\partial}{\partial a_i} \int_D R^2 dD = 0 \quad i = 1, 2, \dots, n \text{ için} \quad (4.5)$$

elde edilir. [Chapra vd.,2003]

Galerkin yöntemi, ağırlık fonksiyonu olarak interpolasyon polinomları N_i 'leri kullanır(Denklem 4.6). Bu fonksiyonların toplamı elemanın herhangi bir yerinde 1'e eşittir. Sonlu elemanlar analizinde kullanılan ağırlıklı artıklar yönteminin en yaygın versiyonudur. [Chapra vd.,2003]

$$\int_D RN_i dD = 0 \quad i=1,2,\dots,n \text{ için} \quad (4.6)$$

Sonlu elemanlar yöntemi ile çözüm iki şekilde yapılabilir;

1-El ile çözüm: Basit problemlerin çözümü mümkün olmakla birlikte sonlu elemanlar yöntemi el ile çözümde pratik bir yöntem değildir. Bu nedenle çoğunlukla bilgisayar ortamında çözüm yapılır.

2-Bilgisayar kullanılarak çözüm: Sonlu elemanlar yönteminde bilgisayar kullanarak çözüme ulaşma iki şekilde mümkündür;

a-Genel veya özel amaçlı paket programlar yardımıyla (Ansys, I-Deas, Abaqus Cosmos vb.)

b-Analiz edilecek sisteme uygun program hazırlayarak. [Altan,2003]

4.3.1. Sonlu Elemanlar Yönteminde Elle Çözümde İzlenecek Adımlar

El ile çözüm aşamalarını kısaca şöyle açıklayabiliriz:

1-Ayrıklaştırma (Meshleme):

Analizi yapılacak çözüm bölgesinin elemanlara bölünmesidir. Elemanın kenarlarını oluşturan doğruların kesişme noktaları düğüm noktası, bu kenarların kendilerine düğüm noktası doğruları veya düzlemleri diye adlandırılır. [Chapra vd.,2003]

2-Eleman denklemlerini belirlenmesi:

İki aşama içerir. Öncelikle katsayılı bir fonksiyon seçilerek optimum çözüm için katsayıları hesaplarız. Katsayıları hesaplamaya çalışırken elemanların düğüm noktalarındaki değerler arasında tahmin etmeye (interpolate etmeye) yarayan interpolasyon diğer adıyla şekil fonksiyonları kullanılır. Diğer aşama ise fonksiyonun çözüme optimum uyumunun elde edilmesidir. İnterpolasyon fonksiyonu seçildikten sonra elemanın davranışını gösteren denklem geliştirilmek zorundadır. Bu denklem, incelenen çözüme uygunluğunu göstermektedir. Bu amaca yönelik birçok yöntem vardır. Çok kullanılanlar arasında doğrudan yaklaşım, ağırlıklı artıklar yöntemi ve varvasyonel yaklaşım sayılabilir. Bütün bu yöntemlerin sonucu eğri uydurmaya benzer. [Chapra vd.,2003]

Matematiksel olarak elde edilen eleman denklemleri çoğunlukla matris formunda ifade edilebilen bir doğrusal cebirsel denklem takımı içerir:

$$[k] \{u\} = \{F\} \quad (4.7)$$

Burada $[k]$, eleman özellik veya katılık matrisi; $\{u\}$, düğüm noktalarındaki bilinmeyenlerin sütun vektörü; $\{F\}$, düğüm noktalarına uygulanmış olan herhangi dış etkenlerin etkisini gösteren bir sütun vektördür. Bazı durumlarda bu denklemler doğrusal olmayabilir. [Chapra vd.,2003]

3-Birleştirme:

Her bir eleman için denklemler türetildikten sonra, tüm sistemin birleşik davranışını karakterize etmek için bunları birbirine bağlamak veya birleştirmek gerekir. Birleştirme işlemini yönlendiren süreklilik kavramıdır. Yani, her bir eleman için çözümler, bunların ortak düğüm noktalarındaki bilinmeyen değerler (bazen türevler) eşit olacak şekilde birbirine uydurulur. Böylece, toplam çözüm sürekli olur. Denklem 4.7'nin ayrı ayrı yazılmış bütün versiyonları birleştirildiğinde, tüm sistem matris formunda şöyle ifade edilebilir.

$$[K] \{u'\} = \{F'\} \quad (4.8)$$

Burada $[K]$, toplam katılık matrisi; $\{u'\}$ ve $\{F'\}$ ise bilinmeyenler ve dış kuvvetler için sütun vektörleri olup, ayrı ayrı elemanlardan gelen $\{u\}$ ve $\{F\}$ vektörlerin bir toplamı olduğunu belirtmek için türev işaretiyle markalanmıştır. [Chapra vd.,2003]

4-Sınır koşulları:

Sistemin sınır koşulları hesaba katılır. Denklem 4.8 şu hali alır:

$$[\bar{k}] \{\bar{u}'\} = \{\bar{F}'\} \quad (4.9)$$

Burada üst çizgiler, sınır koşullarının göz önüne alındığını belirtmektedir. [Chapra vd.,2003]

5-Çözüm:

Denklem değişik matematiksel yöntemlerle çözülür.

6-Son işleme:

Çözüm işleminden sonra sonuçlar tablo veya grafik haline getirilir. [Chapra vd.,2003]

4.3.2 Sonlu Elemanlar Yönteminde Bilgisayarla Çözüm Aşamaları

Hazırlık işlemlerinde (Pre-Processing) aşağıdaki işlem basamakları izlenir:

1-Problemin tanımlanması ve yapılacak analizin belirlenmesi:

Çözümünü istediğimiz problemi doğru olarak tanımlamamız, hangi amaçla ve ne çeşit bir analiz yapacağımızı belirlememiz ve elde edeceğimiz sonuçlar hakkında genel bir fikre sahip olmamız analizin doğruluğu açısından gereklidir. Parçamızın hangi yüklere maruz kalacağı bundan dolayı hangi sahada analize ihtiyaç olacağı belirlenmelidir.[Altan,2003]

2-Model geometrisinin oluşturulması:

Analizde en önemli adımlardan biri sistemin modelleme aşamasıdır. Elde edilen sonuçların doğruluk derecesi, modelin gerçek sisteme yakınlık derecesiyle doğrudan ilgilidir. Bu nedenle modellemenin mümkün olduğunca orijinal modele sadık kalınarak yapılması gerekir. Model geometrisinin oluşturulması, çözümü istenen problemin geometrisinin oluşturulması işlemidir. Model, sonlu elemanlar paket programında oluşturulur veya bir CAD programında oluşturularak IGES, DXF gibi ortak bir dosya formatı kullanılarak sonlu elemanlar programına transfer edilir. [Altan,2003]

3-Element özelliklerinin belirlenmesi ve modelin elementlere ayrılması:

Paket programın element kütüphanesinden veya kullanıcının kendisinin tanımladığı şekilde söz konusu model geometrisine ve problemin tipine uyumlu bir element seçimi yapılır. Uygun element tipi ve büyüklüğü çözüm sonuçları üzerinde doğrudan etkilidir.

Açıklanan şekilde elde edilmiş olan model, çözüme uygun olarak belirlediğimiz elementlere bölünerek mesh yapısı elde edilir. Ağ yapısının oluşturulması otomatik olarak yaptırılabilir gibi bizim belirlediğimiz kısıtlara göre de yaptırılabilir.

Örneğin kullanılacak en büyük sonlu element boyutunun ne olacağı, modelin kaç parçaya

bölüneceği, model üzerindeki çizgi veya noktalarda ağ yoğunluğunun ne olacağı analizi yapan kişi tarafından tayin edilebilir ya da otomatik olarak program yapabilir.

Bazı elemanlar için belirlenmesi gereken eleman sabitleri vardır. Bunlar seçilen eleman türüne ve yapılacak analizin tipine göre programa girilmesi gereken, analiz edilecek parçaya ait kesit alanı, kalınlık, atalet momenti, yükseklik gibi değerlerdir. Ancak her eleman için eleman sabiti tanımlamak gerekli değildir. [Altan,2003]

4-Malzeme özelliklerinin belirlenerek sisteme girilmesi:

Bu adımda, yapılacak çözüme uygun olarak kullanılacak malzeme özellikleri belirlenerek sisteme girilir. Malzeme özellikleri;

a-Doğrusal (lineer) malzeme özellikleri (Elastiklik modülü, Poission oranı vb.)

b-Doğrusal olmayan (nonlinear) malzeme özellikleri (Plastisite, hiperelastisite sabiti vb)

5-Sınır şartların belirlenerek sisteme girilmesi:

Kuvvet, moment, basınç, sıcaklık gibi sistem üzerine etki eden yükler ve mesnet noktalan sistemin sınır şartlarını oluştururlar. [Altan,2003]

Çözüm işlemleri (Solution) hazırlık işlemleri tamamlandıktan sonra aşağıdaki basamaklar halinde yapılır:

1-Her bir eleman için denklemlerin elde edilmesi:

Bilinen dış etkenler ile bilinmeyen alan değişkenleri arasındaki ilişki, her bir eleman için denklemlerle ifade edilerek matris formunda yazılır. Sonlu elemanlar yönteminde dış etkenler ile alan değişkenleri arasındaki ilişkinin formülasyonunda direk yaklaşım metodu, virtüel iş prensibi, toplam potansiyel enerji prensibi gibi çeşitli metotlar kullanılmaktadır. [Altan,2003]

2-Sistemin katılık matrisinin ve denge denkleminin elde edilmesi:

Her eleman için ayrı ayrı elde edilen lineer denklemler uygun şekilde birleştirilerek tüm sistem için geçerli olan bir denklem takımı elde edilir. Sistemin denge denklemi olarak ifade edilen ve katılık matrisini içeren bu denklem takımı tüm sistemin toplam serbestlik derecesi

sayısınınca lineer denklem ihtiva eder. [Altan,2003]

3-Denge denkleminin çözümü ile sistemin cevabının bulunması:

Elde edilen matris eşitliği çözülerek düğüm noktalarındaki alan değişkenlerinin değeri yani sistemin cevabı sayısal olarak bulunur. Alan değişkenlerinin bulunmasından sonra, bu değerler kullanılarak bunlara bağlı diğer büyüklüklerde hesaplanabilir. Mesela gerilme analizi ile ilgili bir problemde alan değişkeni olan yer değiştirmelerin bulunmasından sonra gerilmelerin bulunması gibi.

Birden fazla elemana ait olan ortak düğüm noktalarında sonuçlar, elemanlar arasında farklı hesaplanmış ise bu durumda o düğüm noktası için interpolasyon yapılarak ortak bir değer belirlenir. [Altan,2003]

Sonuç işlemleri (Post-Processing) ise şu şekildedir:

1-Çözümün Görselleştirilmesi:

Elde edilen analiz sonuçları değişik şekillerde görselleştirilebilir. Sonuçlar liste halinde alınabilir veya çeşitli şekillerde ekranda görüntülenebilir. Örneğin gerilme analizi probleminde, deformasyona uğramış model, seçime göre farklı değerlerde gerilme veya yer değiştirmeleri ifade eden çizgilerle veya bölgelerin renklendirilmesiyle görüntülenir. Eğer olay zamana bağlı olarak çözümlenmiş ise olayın canlandırılması(animasyon) yapılabilir.

Gerilmeler Von Misses gibi değişik akma kriterlerine göre hesaplanabilir. Çözümü yapılan probleme ait modelimiz üç boyutlu ise, değişik açılardan görüntülenebilmesi, istenen düzlemlerden parça üzerinden kesit alınarak iç kısımlardaki gerilme dağılımının görüntülenebilmesi sonlu elemanlar paket programları ile mümkündür. Paket programlar kullanıcının model geometrisinde ne gibi değişiklikler yapması gerektiği konusunda fikir yürütmesini sağlayan bir takım yeteneklere de sahiptir. [Altan,2003]

2-Sonuçların Değerlendirilmesi:

Elde edilen sonuçlar amaçlanan hedefler doğrultusunda değerlendirilir. Tasarım amaçlı analizlerde model hedeflenen şartları tam olarak sağlamıyorsa analiz sonuçları göz önünde bulundurularak yeni bir model oluşturulur ve en uygun tasarım elde edilinceye kadar yukarıdaki işlemler tekrarlanır. [Altan,2003]

4.4 Sonlu Elemanlar Yönteminin Avantajları ve Dezavantajları

4.4.1 Sonlu Elemanlar Yönteminin Avantajları

1- Sonlu elemanlar yöntemi birçok ürünü kısa sürede bilgisayar ortamında modelleme, test etme ve optimum boyutlarda en ucuz üretim imkanı sağlar. Özellikle laboratuvar çalışmalarında üretilecek parça veya makinelerin prototipinde yapılan ve oldukça pahalıya mal olan birçok deney, doğrudan bilgisayar ekranından görülebilmekte ve böylece istenen değişiklikler için tekrar tekrar model yapma gereksinimi ortadan kalkmaktadır. Bu ise zaman ve para açısından yüksek verimliliğe ulaşmayı sağlamaktadır. [Altan,2003]

2-Biyomedikal uygulamalarda, örneğin yapay uzuvlar veya göz lensleri gibi prototip testinin imkansız olduğu veya istenmediği durumlarda sonlu elemanlar yöntemi ile analiz zorunlu olmaktadır. [Altan,2003]

3-Klasik yöntemlerle hesaplamaların yapılamadığı çok parçalı ve karmaşık geometrili sistemlere ait problemler sonlu elemanlar yöntemi ile kolaylıkla çözülebilir.

4-Sonlu elemanlar yöntemi, geometrisi ve malzemesi lineer veya nonlineer olarak değişen sistemlere uygulanabilir.

5-Sonlu elemanlar yöntemi, farklı malzemelerin birleşiminden meydana gelen yapıların analizinde kullanılabilirdiği için kompozit malzemelere başarı ile uygulanabilmektedir. [Altan,2003]

6-Zamanla, sıcaklıkla ve noktadan noktaya değişen malzeme özellikleri hesaplamalarda dikkate alınabilir. Zamana bağlı olarak değişen yük ve geometriye sahip sistemlere ait problemler kolaylıkla çözülebilir. [Altan,2003]

7-Sonlu elemanlar yönteminde önemli değişikliklerin beklendiği bölgelerde küçük elemanlar kullanılarak hassas işlemler yapılabilirken, aynı parçanın diğer bölgeleri daha büyük elemanlara bölünerek işlem hızı artırılabilir. Simetrik modellerde simetri koşullarından yararlanılarak, yapılan işlemlerde zamandan önemli ölçüde tasarruf sağlanabilir. [Altan,2003]

8-Sonlu elemanlar yönteminin avantajlarından biri de farklı problemlerin çözümünde izlenecek adımların büyük bir kısmının aynı olmasıdır. Bu gerçekten hareketle çok farklı

mühendislik problemlerinin çözümüne imkan sağlayan genel amaçlı ve özel amaçlı bir çok bilgisayar programı geliştirilmiştir.

4.4.2 Sonlu Elemanlar Yönteminin Dezavantajları

1-Eleman seçiminin ve giriş bilgilerinin doğru olarak belirlenmesi ve hatasız olarak programa girilmesi sonuçların güvenilirliği açısından önemlidir. Ayrıca analiz sonuçlarının da doğru olarak yorumlanabilmesi gerekir. Bu nedenlerden dolayı sonlu elemanlar yöntemi ile analiz belirli bir deneyim ve bilgi birikimini gerekli kılmaktadır. [Altan,2003]

2-Sonlu elemanlar metodunda hesaplamalar, çok küçük bir problem için dahi çok fazladır. Bu nedenle yöntem el ile çözüm için uygun değildir.

3-Büyük ve karmaşık sistemlerin analizi için genellikle büyük bilgisayar belleğine ve çözüm zamanına ihtiyaç vardır. Geçmişte bilgisayar kapasitelerinin düşük, fiyatlarının ise yüksek olması gibi sorunlar sonlu elemanlar yönteminin kullanım alanını sınırlayan en büyük etkenler iken günümüzde bu sorunlar hızla ortadan kalkmaktadır. [Altan,2003]

4-Analiz sonuçlarının yüzde yüz doğru olduğu zannedilmemelidir. En iyi şartlarda elde edilen sonuçlarda dahi belirli bir hata payının bulunduğu daima göz önünde tutulmalıdır.

Sonlu elemanlarla yapılan analizler gerçek değerine yakın sonuçlar verse de kimi zaman hatalar meydana gelebilmektedir. Sonlu elemanlar yönteminin hata kaynaklarını şöyle sıralayabiliriz:

1-Prensip hataları

a-Sonlu eleman tipinin yanlış seçilmesinden kaynaklanan hatalar:

Modelin geometrisine uygun, düzgün ve simetrik elemanlar kullanılmaması nedeniyle ortaya çıkar.

b-Sonlu eleman büyüklüğünün yanlış seçilmesinden kaynaklanan hatalar:

Meshlemede kullanılan elemanın en-boy oranı haricinde eleman boyutunun kullanıcı tarafından yanlış seçilmesi ile olur. Prensip olarak, modele ait bazı bölgelerde büyük gerilme yığılmaları söz konusuysa bu bölgelerde sonlu elemanların boyutları küçültülmelidir. Bu hususta

modelde oluşacak sapmalar sonuçları da küçümsenmeyecek derecede etkiler.

Teoride sistemi küçük elemanlara bölmek daha doğru sonuçlar verir, buna karşın çözüm süresi uzar. Pratikte ise eleman boyutlarının küçülmesine devam edildiğinde modelin gittikçe daha çok elemanlara ayrılması ile sonuçların gerçek değere yaklaşması belirli bir noktaya kadar artmakta ve optimum eleman sayısına ulaşıldıktan sonra sonuçlar gerçek değerden uzaklaşmaktadır. Böyle bir etkinin ortaya çıkmasının sebebi bilgisayar programlarının hesaplamalarda yaptığı yuvarlatma vb. hatalarıdır. [Altan,2003]

2-Giriş bilgilerindeki hatalar

Sisteme etki eden fiziksel büyüklüğün malzeme özellikleri üzerindeki etkisinin ihmal edilmesi, yayılı yüklerin noktasal yük olarak sisteme girilmesi, bağlantı noktalarındaki esnekliğin ihmal edilmesi gibi hatalardır. [Altan,2003]

3-Malzemeye özgü hatalar

Analiz edilecek sistemin malzeme özelliklerinden kaynaklanan hatalar analiz sonuçlarının gerçek sonuçlardan farklı çıkmasına sebep olabilir. Gerçek malzeme davranışları her zaman Hooke kanununa uymaz. Bu sebeple gerilme-uzama ifadelerine bağlı olarak sonuçlarda hatalar oluşabilir.

Malzemenin kimyasal bileşimindeki sapmalardan dolayı elastiklik modülünün değişmesi, soğuk şekil verme hataları, haddeme ve çekmeden doğan malzeme bozukluğu, karbon miktarındaki toleranslara uyulmaması ve ısı işlem hataları sonucu uzama sınırının değişmesi vb. hatalar analiz sonuçlarının deneysel sonuçlardan farklı çıkmasına sebep olabilir. [Altan,2003]

4-Geometrik hatalar

Analiz edilecek sistemin gerçek boyutlarının model boyutlarından yapacağı sapmalar sonuçları azda olsa etkileyebilir. Gerçek yapı ile konstrüksiyon resimleri arasında oluşacak küçük farklar, imalat toleranslarından doğan gövde ve sac aksamına ait kalınlık farkları, sac aksamı parçalarda presleme sonucu kıvrım yerlerindeki incelmeler, hafif bükük yüzeylerin modelde düz elemanlarla gösterilmesi vb. hatalardır.

Sonlu elemanlarla hesap için harcanan zaman daha fazla, hata oranı ise daha azdır. Sonlu farklarda ise hesap için harcanan zaman daha az, fakat hata oranı daha fazladır. Gerçek

değerlere, sonlu elemanlar yöntemi ile bulunan sonuçlar üstten yaklaşmakta, buna karşılık sonlu farklar ile bulunan sonuçlar alttan yaklaşmaktadır. [Altan,2003]

4.5 Sonlu Elemanlar Yönteminin Kullanım Alanları

Sonlu elemanlar yöntemi günümüzde teknolojinin hemen her alanında dizayn amaçlı olarak kullanılmaktadır. Donanım ve yazılımdaki gelişmelere paralel olarak gelişimini sürdüren sonlu elemanlar yöntemi , fizikte, mühendislikte ve tıpta her geçen gün yeni bir kullanım alanı bulmaktadır. Bu nedenle uygulama alanını kesin çizgilerle sınırlandırmak mümkün değildir. Sonlu elemanlar yönteminin bazı uygulama alanları:

- Çeşitli alet ve makinaların gerileme ve deformasyon analizi
- Makina elemanlarının yorulma ve kırılma analizi
- Pres ve çeşitli tezgah gövdelerinin rijitlik hesabı
- Basıncılı kaplarda gerilme analizleri
- Motor parçalarındaki termik-dinamik bileşik gerilmelerin hesabı
- Kesici takımlardaki sıcaklık ve gerilme analizleri
- Döküm ve kaynakta soğuma analizleri
- Boru ve kanallardan akış hareketleri ile ilgili hesaplar
- Robotların titreşim analizi
- Otomobil ve uçakların aerodinamik analizi ve dizaynı
- Taşıtların çarpışma analizi
- Nükleer tesislerde reaktörlerin ısı analizi
- Karma malzemelerin mekanik davranışlarının analizi
- Baraj, tünel ve köprülerin statik analizi
- Binaların deprem analizi
- Çeşitli yapıların akustik hesabı
- Elektrik motorları ve transformatörlerin hesabı
- Eklem ve kemiklerdeki gerilmeler ve protezlerin dizaynı ... gibi.

Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılabilecek analizler,

- Statik gerilme-deformasyon analizleri
- Kinematik ve dinamik analizler
- Titreşim analizleri

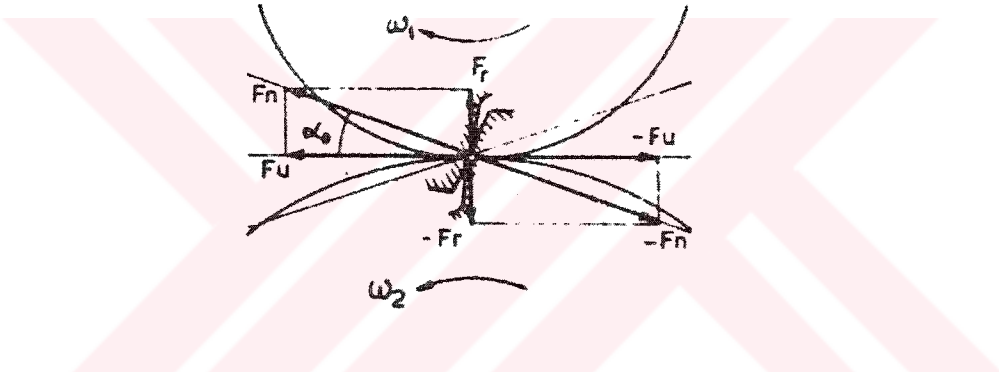
- Isı yayılım analizleri
- Akışkan hareketlerinin analizi
- Aerodinamik analizler
- Akustik analizler
- Elektro-statik analizler
- Elektro-manyetik analizler vb.

Bu analizlerin bir veya birkaçı bir arada yapılabildiği gibi analizler zamandan bağımsız veya zamana bağımlı olarak da yapılabilmektedir. Buna bağlı olarak bilgisayarda işlemlerin yapılma süresi uzamaktadır. Daha önce irdelenmemesine karşın gelişen teknoloji ile birlikte bilgisayarlar gün geçtikçe daha hızlı ve kapasiteleri yüksek değerlerde çalışmaları ile sonlu elemanlar analizinin yapılma süresini ve analizini daha detaylı yapılabilmesine imkan sağlamaktadır. [Altan,2003]



5. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE PLANET DİŞLİ MEKANİZMASININ ANALİZİ

Planet dişli çark mekanizmasındaki dişli çarklar, tork konvertörden iletilen değişik değerlerdeki momenti iletirken çeşitli değerlerde zorlanmalara maruz kalırlar. Bu zorlanmalar ile dişliler, genellikle diş dibinden hasar görürler. Bundan başka diş sivrileşmesi, diş yüzeyinin karıncalaşması vb. hasar tipleri de ortaya çıkmaktadır. Otomatik vites kutularında kullanılan planet dişli mekanizmalarında iç güneş dişli, planet dişli ve dış güneş dişli olmak üzere üç değişik kategoride dişli bulunmaktadır. Azami tork değeri motor gücü ve devrine göre araçtan araca değişmektedir. Dişlinin zorlanmasına neden olan kuvvet, diğer dişli ile kavrama anındaki etkiyen kuvvettir ve F_n ile gösterilmektedir (Şekil 5.1) . F_n kuvveti, iletilen moment ve momentin uygulanma yerinin yataklanma noktasına olan uzaklığına bağlıdır.



Şekil 5. 1 Dişlilerin teması halinde oluşan normal kuvvet ve bileşenleri [Çakmak,1993]

F_n kuvveti dişliye kavrama anında belli bir açıda etki eder. Bu açı, kavrama açısıdır (α_0) genellikle 20° dir. Buna bağlı olarak kuvvetin radyal ve aksenal olmak üzere iki bileşeni denklem 5.1'deki gibi hesaplanır.

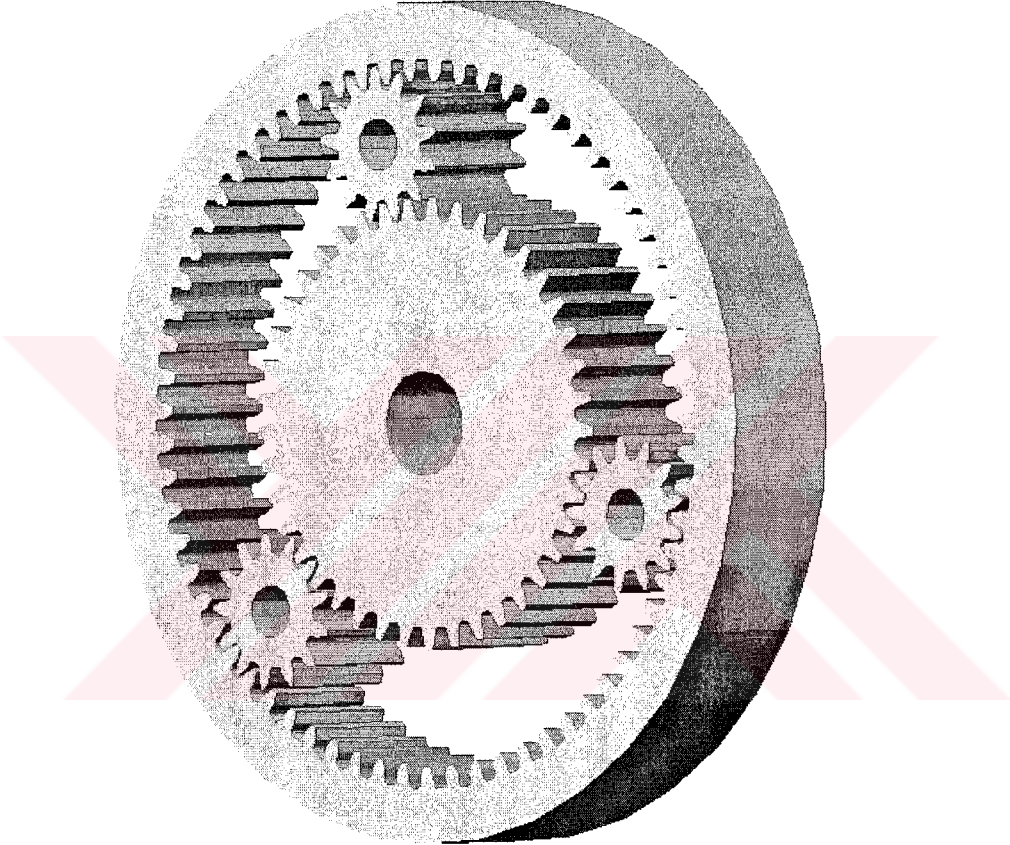
$$F_u = F \cos \alpha$$

$$F_r = F \sin \alpha \quad (5.1)$$

$M = 145 \text{ Nm}$ için iç güneş dişlisinde oluşacak kuvvet

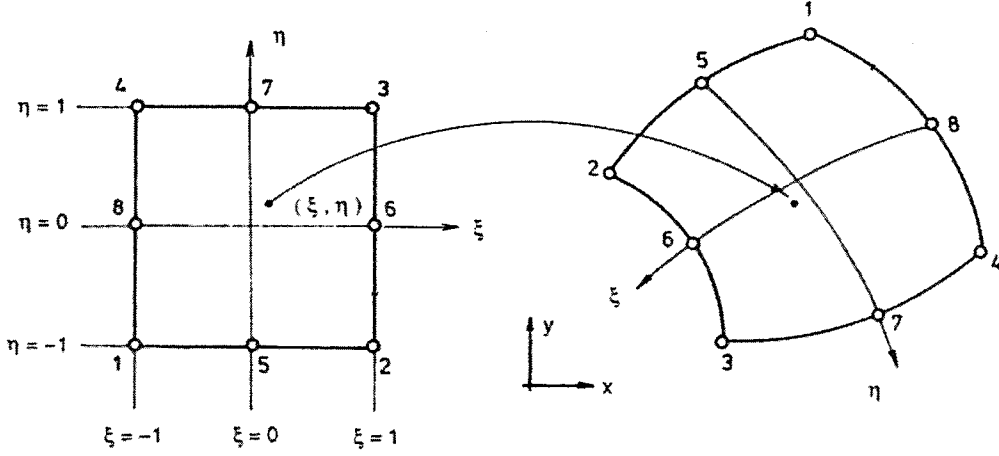
$$F_n = \frac{M_{\text{döndürme}}}{(d_i / 2)} = \frac{145000}{41} = 3536.59 \text{ N 'dur.}$$

Bu kuvvetin dişliye tatbik edilmesi ile oluşabilecek hasar bölgelerini belirlemek için dişlinin bilgisayarda modellemesini yaptık. Şekil 5.1’ de analizi yapılan planet dişli mekanizmasının katı modeli görülmektedir. Planet dişli mekanizmasındaki dişlilerin diş sayısı dış güneş dişlisi 67, iç güneş dişli 41, planet dişlilerinin diş sayısı 13 olup modül 2 olarak uygulanmıştır.



Şekil 5. 2 Analizi yapılan planet dişli mekanizmasının katı modeli

Analiz, Ansys 8.0 programında yapılmıştır. Daha önceki bölümdeki belirtilen adımlar takip edilerek sırasıyla dış güneş dişlisinin, planet dişlisinin ve iç güneş dişlisinin analizi yapılmıştır. Meshleme elemanı olarak izoparametrik 8 düğüm noktalı dörtgen eleman kullanılmıştır (Şekil 5.3). Elemana ait şekil fonksiyonları çizelge 5.1’de verilmiştir. Malzeme özellikleri olarak elastisite modülünü 200 GPa ve Poisson oranını da 0.29 olarak kabul ederek analiz gerçekleştirilmiştir. Analizde, dişlilere 3500, 7000 ve 10500 N kuvvet değerleri diş üstü, bölüm dairesi ve diş dibi bölgelerinden uygulanmıştır.



Şekil 5.3 İzoparametrik 8 düğüm noktalı dörtgen eleman [Cheung vd.,1996]

Çizelge 5.1 İzoparametrik 8 düğüm noktalı dörtgen elemana ait şekil fonksiyonları [Cheung vd.,1996]

$N_1 = \frac{1}{4}(1 - \xi)(1 - \eta)(-1 - \xi - \eta)$	$N_5 = \frac{1}{2}(1 - \xi^2)(1 - \eta)$
$N_2 = \frac{1}{4}(1 + \xi)(1 - \eta)(-1 + \xi - \eta)$	$N_6 = \frac{1}{2}(1 + \xi)(1 - \eta^2)$
$N_3 = \frac{1}{4}(1 + \xi)(1 + \eta)(-1 + \xi + \eta)$	$N_7 = \frac{1}{2}(1 - \xi^2)(1 + \eta)$
$N_4 = \frac{1}{4}(1 - \xi)(1 + \eta)(-1 - \xi + \eta)$	$N_8 = \frac{1}{2}(1 - \xi)(1 - \eta^2)$

Analiz, dişli malzemesinin elastik bölge dahilinde moment iletimi ile oluşan gerilmelerin hangi bölgelerde yoğunlaştığını belirlemeyi amaçlamıştır. Bu analizi yaparken Hooke kanunundan faydalanılmıştır. Sonlu elemanlar metodu dahilinde bu denklem 5.2 ile ifade edilmektedir.

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (5.2)$$

Burada $\{\sigma\}$ gerilme vektörünü, $[D]$ malzeme özelliğini kapsayan elastisite matrisi, $\{\varepsilon\}$ gerinim vektörünü ifade etmektedir. Üç boyut için ayrıntılı durumu denklem 5.3'deki gibidir.[Cheung vd.,1996]

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{yz} \\ \tau_{xz} \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.5-\nu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.5-\nu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.5-\nu \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_x \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (5.3)$$

Gerilme ile gerinim arasındaki bağıntılar ise denklem 5.4'de verilmiştir. [Cheung vd.,1996]

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} \\ \varepsilon_y &= -\nu \frac{\sigma_x}{E} + \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} \\ \varepsilon_z &= -\nu \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} + \frac{\sigma_z}{E} \end{aligned} \quad (5.4)$$

Gerilme hesabında ise denklem 5.5'deki von Mises gerilme kriteri göz önünde tutulmuştur. Eksenel gerilmeler ile kesme gerilmelerinin kombinasyonu ile tek bir gerilme değeri vasıtasıyla durum değerlendirilmesi yapılabilmektedir.

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6(\sigma_{xy}^2 + \sigma_{xz}^2 + \sigma_{yz}^2)]} \quad (5.5)$$

Burada $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ normal gerilmeler; $\sigma_{xy}, \sigma_{xz}, \sigma_{yz}$ ise kesme gerilmeleridir. [Ansys,2003]

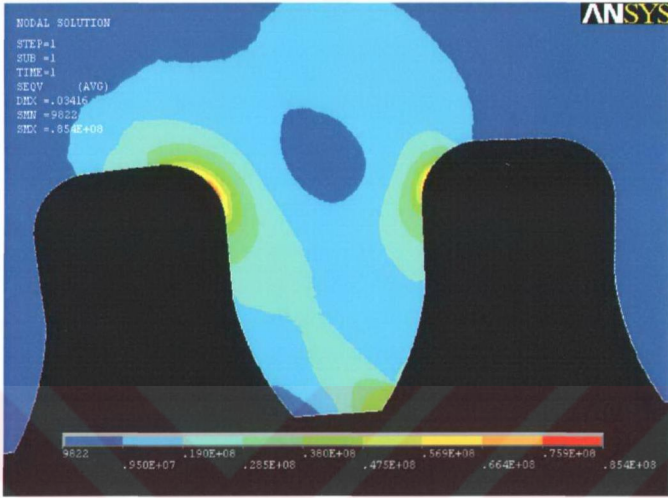


Şekil 5.4 Dış güneş dişlisinin mesh lenip yük leme yapılmış hali

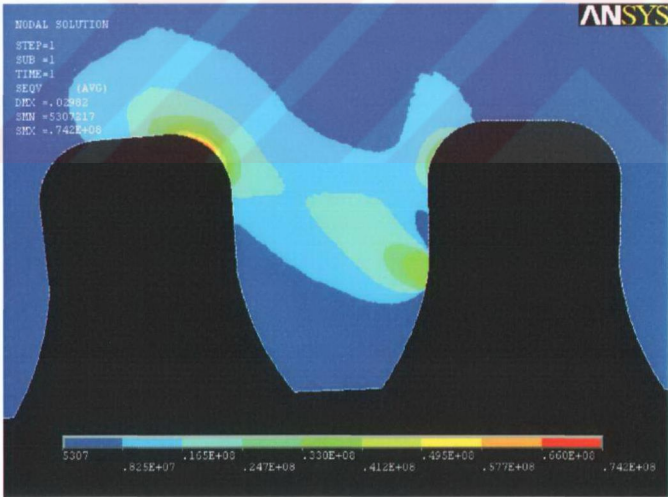
Şekil 5.4'te dış güneş dişlisinin Ansys programına aktarıldıktan sonra mesh lenerek yük leme yapılmış hali görülmektedir. Çizelge 5.2'de ise dişli için yapılan parametrik analiz sonuçları görülmektedir. Diş üstü bölgesinin şekil 5.5, bölüm dairesi bölgesinin için şekil 5.6, diş dibi bölgesinin şekil 5.7'de gerilme dağılımı görülebilir. Şekiller dişlinin deformasyona uğramış halini göstermektedir. Diş dişlinin mesh lenmesinde 18372 eleman kullanılmıştır.

Çizelge 5.2 Dış güneş dişlisi için analiz sonuçları

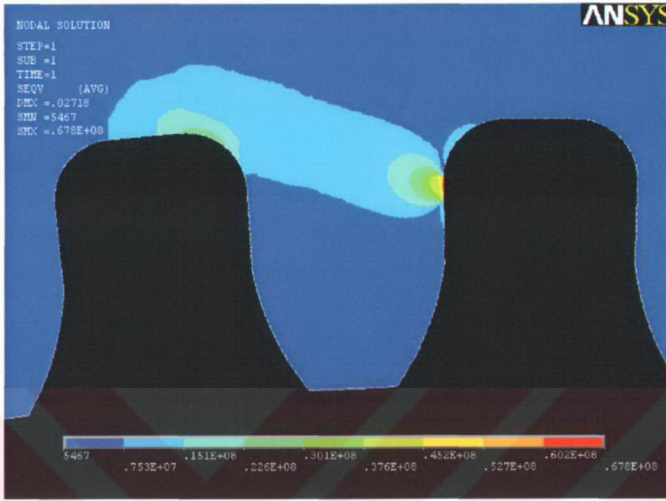
Kuvvet	Diş üstü	Bölüm dairesi	Diş dibi
3500 N	85.4 MPa	74.2 MPa	67.8 MPa
7000 N	174 MPa	148 MPa	138 MPa
10500 N	244 MPa	210 MPa	197 MPa



Şekil 5.5 Dış güneş ışışına dış üstü bölgesinde uygulanan kuvvet için gerilme dağılımı



Şekil 5.6 Dış güneş ışışına bölüm daire si bölgesinde uygulanan kuvvet için gerilme dağılımı

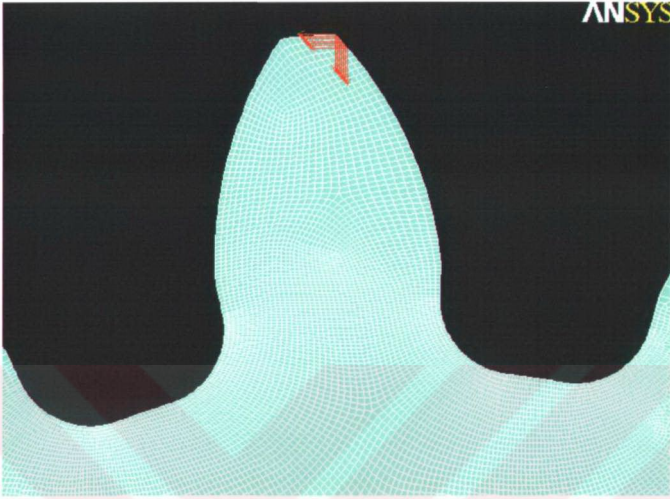


Şekil 5.7 Diş güneş dişlisine diş dibi bölgesinde uygulanan kuvvet için gerilme dağılımı

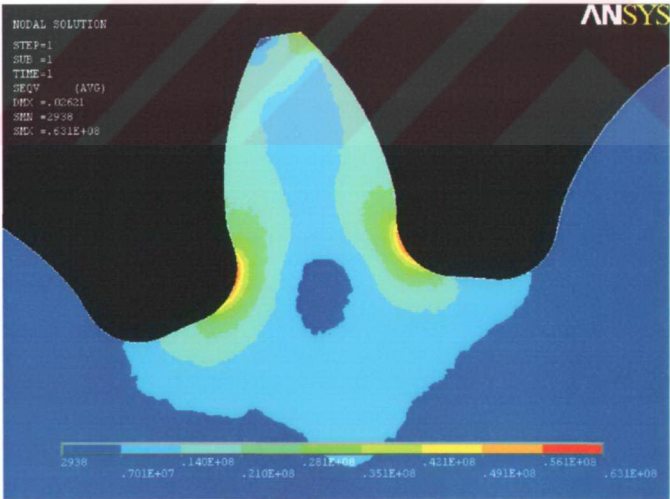
Şekil 5.8'de planet dişlisinin Ansys programına aktarıldıktan sonra meshlenerek yüklemeye yapılmış hali görülmektedir. Çizelge 5.3'de ise dişli için yapılan parametrik analiz sonuçları görülmektedir. Diş üstü bölgesinin şekil 5.9, bölüm dairesi bölgesinin için şekil 5.10, diş dibi bölgesinin şekil 5.11'de gerilme dağılımı görülebilir. Planet dişlisinin meshlenmesinde 9.572 eleman kullanılmıştır.

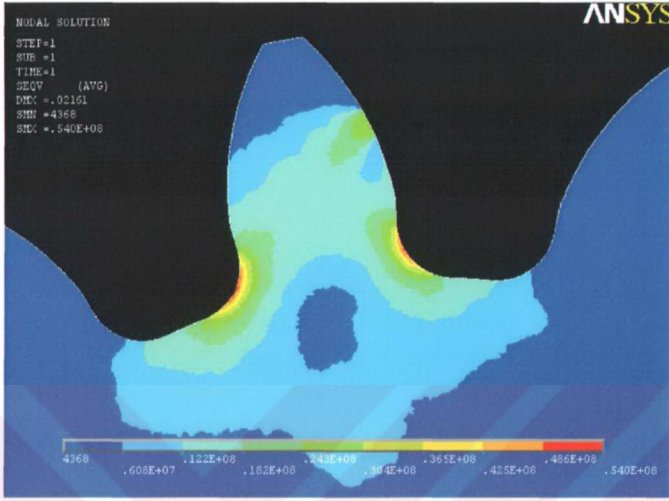
Çizelge 5.3 Planet dişlisi için analiz sonuçları

Kuvvet	Diş üstü	Bölüm dairesi	Diş dibi
3500 N	63.1 MPa	54 MPa	50.6 MPa
7000 N	128 MPa	110 MPa	101 MPa
10500 N	178 MPa	165 MPa	152 MPa

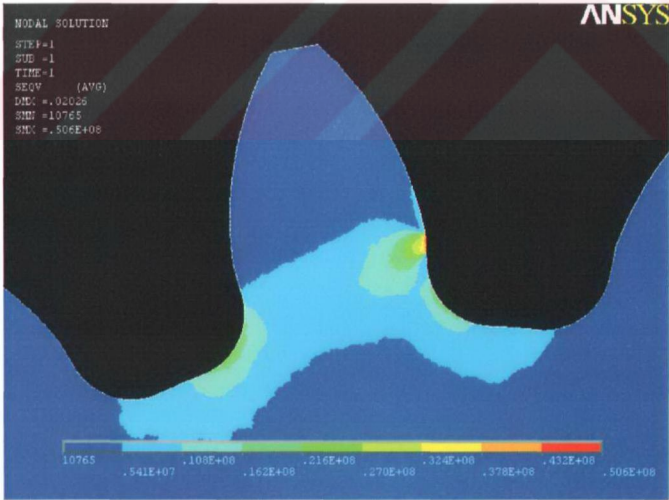


Şekil 5.8 Planet dişlisinin mesh lenip yük leme yapılmış hali





Şekil 5. 10 Planet dişlisine bölüm dairesi bölgesinde uygulanan kuvvet için gerilme dağılımı

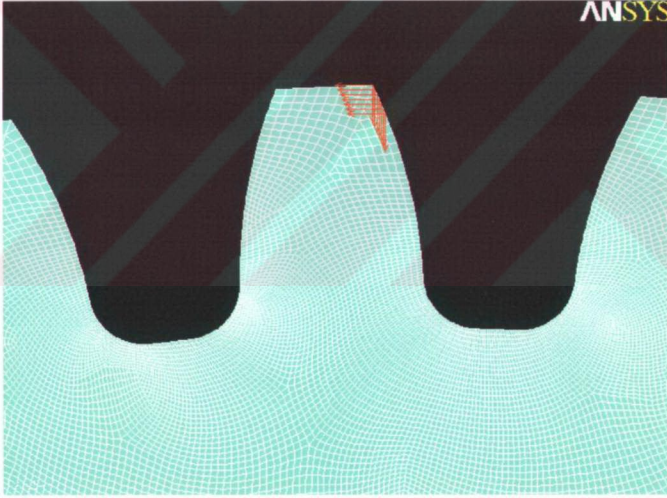


Şekil 5. 11 Planet dişlisine diş dibi bölgesinde uygulanan kuvvet için gerilme dağılımı

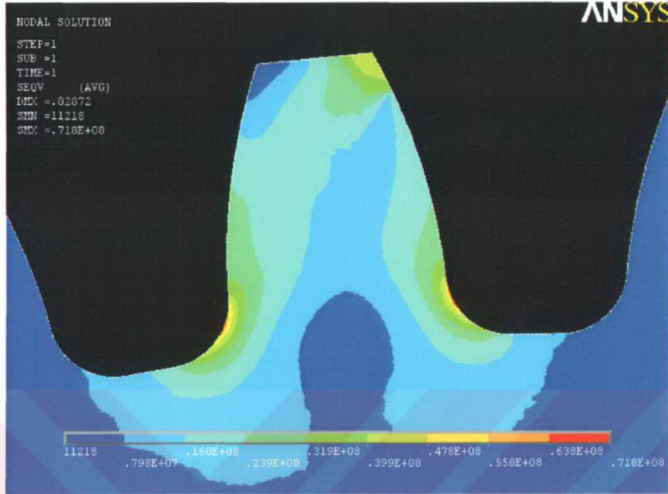
Şekil 5.12'de iç güneş dişlisinin Ansys programına aktarıldıktan sonra mesh lenerek yüklemeye hazır hali görülmektedir. Çizelge 5.4'te ise dişli için yapılan parametrik analiz sonuçları görülmektedir. Diş üstü bölgesinin şekil 5.13, bölünmüş daire bölgesinin için şekil 5.14, diş dişi bölgesinin şekil 5.15'te gerilme dağılımı görülebilir. İç güneş dişlisinin mesh lenmesinde ise 10.542 eleman kullanılmıştır.

Çizelge 5.4 İç güneş dişlisi için analiz sonuçları

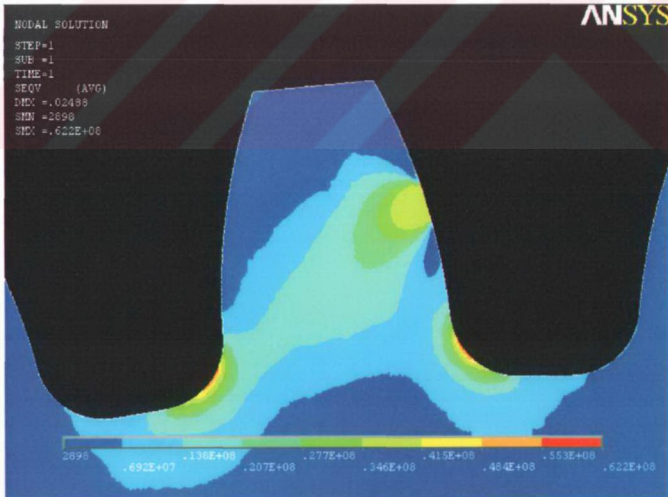
Kuvvet [N]	Diş üstü	Bölünmüş daire	Diş dişi
3500	71.8 MPa	62.2 MPa	55.7 MPa
7000	143 MPa	130 MPa	115 MPa
10500	200 MPa	191 MPa	169 MPa



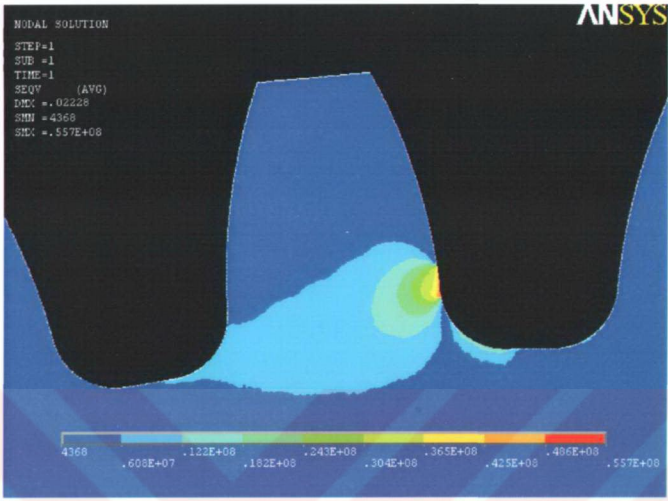
Şekil 5.12 İç güneş dişlisinin mesh lenip yüklemeye hazır hali



Şekil 5. 13 İç güneş dişlisine dış üstü bölgesinde uygulanan kuvvet için gerilme dağılımı



Şekil 5. 14 İç güneş dişlisine bölünmüş bölgede uygulanan kuvvet için gerilme dağılımı



Şekil 5. 15 İç güneş dişlisine dış diş bölgesinde uygulanan kuvvet için gerilme dağılımı

6. SONUÇ

Otomatik vites kutusunda kullanılması düşünülen planet dişli mekanizmasının dişlileri olan dış güneş dişlisi, planet dişlisi ve iç güneş dişlisi için yapılan gerilme analizinde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Dış güneş dişlisine dış üstü bölgesinden kuvvet uygulandığında gerilme dağılımı diş dibinde yoğunlaşmakla beraber kuvvet etki yüzeyinde az da olsa gerilme yoğunlaşması tespit edilmiştir. Bölüm dairesi bölgesinde yükleme yapıldığında ise diş dibinde daha az miktarda gerilme yoğunlaşması belirlenmiş, kuvvet etki yüzeyinde gerilme yoğunlaşması az miktarda olduğu görülmüştür. Diş dibi bölgesinde ise durum farklıdır gerilme yoğunlaşması etki yüzeyinde artıp diş dibinde daha azalmıştır.

Planet dişlisinde dış üstü bölgesinden yükleme yapıldığında gerilme yoğunluğu daha çok diş dibi az olarak da kuvvet etki yüzeyinde belirlenmiştir. Bölüm dairesi bölgesi için analizde gerilmelerin yine diş dibi ve kuvvet etki yüzeyinde yoğunlaşmıştır. Diş dibi bölgesi için analiz sonuçlarında gerilmenin kuvvet etki bölgesinde yüksek değerlere ulaştığı görülmüştür.

İç güneş dişlisi için yapılan analizlerde gerilmelerin diğer dişlilerde olduğu gibi daha çok diş dibinde ve kuvvet etki yüzeyinde yoğunlaştığı tespit edilmiştir. En yüksek zorlanma diş üstünden kuvvet uygulanması halinde olmuştur. En düşük zorlanma ise diş dibi bölgesinden yükleme yapıldığında elde edilmiştir.

Analizlerin genel sonuçlarına bakıldığında gerilmelerin daha çok diş dibi ve kuvvet etki yüzeyi etrafında yoğunlaştığı belirlenmiştir. Bu gerilme dağılımları, Li, C.H vd. (2002) yaptıkları analiz sonuçları ile örtüşmektedir.

Analizlerin sonucunda dişlilerin öncelikli zorlanma ve hasarlanma bölgelerinin diş dibi daha sonra diğer dişli ile temasta olduğu yüzeydir. Muhtemel problemler ise diş dibinden kırılma, diş aşınması (sivrileşmesi), karıncaleşma vs. dir. Bunları önlemek için dayanımı daha yüksek malzeme kullanımı, uygun yarıçapta diş dibi yuvarlatılması, diş yüzeylerinin ısıl işleme sertleştirilmesi ... önerilebilir.

KAYNAKLAR

Altan, E. (2003), Tasarım ve Üretimde Bilgisayar Destekli Teknikler Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.

ANSYS 8.0 Structural Analysis Guide.

Bozacı, A. (2000), Makine Elemanlarının Projelendirilmesi, İstanbul.

Chapra, S. C.ve Canale, P. R., Çeviri Heperkan, H. ve Kesgin, U. (2003), Literatür Yayıncılık, İstanbul.

Cheung, Y.K., LO, S.H. ve LEUNG, A.Y.T. (1996), Finite Element Implementation, Blackwell Science Co.

Çakmak, S. (1993), Dişli Çarklar, Çağlayan Kitabevi, İstanbul.

Dikmen, F. (2003), Planet Dişli Çark Mekanizmaları Lisansüstü Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Ewert, R. H. (1998), Gears and Gears Manufacture, International Thompson Publishing.

Erjavec, J. ve Scharff, R., (1992), Automotive Technology, Delmar Publisher Inc.

Gott, P. G. (1991), Changing Gears The Development of the Automotive Transmissions, SAE Inc.

Heisler, Heinz (1999), Vehicle and Engine Technology, Jordan Hill Inc., New York.

Logan, Daryl L. (1993), A First Course In The Finite Element Method, PWS Publishing.

Li, C.H., Chiou H.S., Hung, C., Chang, Y.Y. ve Yen, C.C. (2002) , “ Integration of Finite Element Analysis and Optimum Design on Gear Systems ”, Finite Element in

Analysis and Design 38, 179-192

Sezgin, N. ve Kutlar A. (2000), “ Millenium'da Yeni Bir Aktarma Organı Kavramı CVT ”,

Mühendis ve Makina - Cilt: 41 Sayı: 481

Staudt, W. (2003), Motorlu Taşıt Tekniği, Milli Eğitim Basımevi, İstanbul

Zahavi, Eliahu (1992), The Finite Element Method in Machine Design, Prentice Hall Inc.

İNTERNET KAYNAKLARI

[1] www.analiz.infotron.com

[2] www.audi.com.tr

[3] www.howstuffworks.com

[4] www.matweb.com

[5] www.opel.com.tr