

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

TRAKTÖRLERİN GÜÇ AKTARMA ORGANLARI TASARIMI

METE CEM YILMAZ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
KONSTRÜKSİYON PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. FERHAT DİKMEN**

İSTANBUL, 2016

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TRAKTÖRLERİN GÜÇ AKTARMA ORGANLARI

Mete Cem YILMAZ tarafından hazırlanan tez çalışması 18.05.2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Ferhat DİKMEN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ferhat DİKMEN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Cemal BAYKARA

İstanbul Üniversitesi

Doç. Dr. Mehmet BOZCA

Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tezimi bu konuda yapmama etkili olan sebebin başında, insanın kendi başına yapamıyacağı işleri gerçekleştiren büyük güçteki makinaların arkasında duran ve çalıştıran sistemleri öğrenme isteği ve mesleki hayatımı ve eğitimlerimi iş makinaları, otomotiv sektörü alanında geliştirmek olmuştur. Tezimi Ocak 2015 yılında araştırmaya başladım ve çalışmalarımın sonuca ulaşması Mart 2016 tarihine kadar sürdü. Bu süreç içerisinde, traktörlerin güç aktarma sistemlerinin tasarım prensipleri Hema Endüstri A.Ş' den yardım aldım. Bu konuda yardımlarını esirgemeyen, tasarım süreçlerimde doğru kararlar vermeme sağladığı için Hema Endüstri' den arge bölüm şefi Tuncay KAZAR' a ve iki yıla yaklaşık olarak tezimin her aşamasında beni sabırla destekleyen, bilgi ve tecrübesiyle rehberlik eden danışman hocam Prof.Dr. Ferhat DİKMEN'e teşekkür ederim

Hayatımın her anında maddi ve manevi olarak bana destek veren AİLEM' e ayrıca teşekkür ediyorum.

Mart, 2016

Mete Cem YILMAZ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	v
KISALTMA LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ	ix
ÖZET	x
ABSTRACT.....	xi
BÖLÜM 1	
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	1
1.3 Hipotez	2
BÖLÜM 2	
TRAKTÖR.....	3
2.1 Traktörün tanımı	3
BÖLÜM 3	
TRAKTÖRLERİN SINIFLANDIRMASI.....	8
3.1. Standart Traktörler.....	8
3.2 Tek Akslı Traktörler	10
3.3 Alet Taşıyıcı Traktörler	10
3.4 Sürücü Oturma Yeri Önde Olan Traktörler	11
3.5 Özel Traktörler	12
3.5.1 Dar İz Genişlikli Traktörler	12
3.5.2 Yüksek Çatılı Traktörler	13
3.5.3 Geniş İzli Traktörler	13

3.6 Tırtıllı (Paletli) Traktörler.....	14
BÖLÜM 4	
TRAKTÖR MEKANİĞİ	15
4.1 Traktör Aks Yükleri	15
4.2 Traktör Ağırlık Merkezi	16
4.3 Traktör Eğimli Yol Durumdaki Kuvvet İlişkisi	18
4.4 Traktör Yan Eğimli Yol Durumdaki Kuvvet İlişkisi.....	20
4.5. Arka Dingili Tahrik Traktörlerde Kuvvetler	21
4.6. Tekerek Çevre Kuvvetinin Belirlenmesi	23
BÖLÜM 5	
TRAKTÖR GÜCÜ	28
5.1 Çeki Gücü.....	28
5.2 Kuyruk Mili (PTO) Gücü	29
5.3 Yürüme Direnci Gücü	29
5.4 Patinaj Kayıp Gücü.....	29
5.5 Transmisyon Kayıp Gücü.....	30
5.6 Meyil Çıkma Gücü	30
5.7 Meyil Çıkma Gücü	30
5.8 Traktörlerde Verim.....	31
BÖLÜM 6	
TRAKTÖR GÜÇ AKTARMA ORGANLARI	32
6.1 Güç Aktarma Sistemi Esasları.....	32
6.2 Motor ile Vites Kutusu Arasındaki İlişkiler	34
6.3 Kavramalar	35
6.3.1 Mekanik Kavramalar	36
6.3.2 Hidrolik Kavramalar	38
6.4 Vites Kutuları	39
6.4.1 Kademeli Vites Kutuları	40
6.4.1.1 Kayar Temaslı Vites Kutuları	40
6.4.1.2 Tırnak Kavramalı Vites Kutuları	40
6.4.1.3 Senkromeçli Vites Kutuları.....	41
6.4.1.4 Yük Altında Devreye Giren Vites Kutuları	42
6.4.2 Kademesiz Vites Kutuları.....	44
6.5 Diferansiyel	46
6.6 Son Redüksiyon Dişli Mekanizması	49
6.7 Kuyruk Mili (PTO).....	50
6.7.1 Motor Kuyruk Mili	52
6.7.2 Vites Kuyruk Mili.....	52
6.7.3 Yol Kuyruk Mili	52
6.7.4 Serbest Motor Kuyruk Mili	52
6.8 Transfer Kutusu	53

BÖLÜM 7

HESAPLAMALAR	56
7.1 Traktörün Çevrim Oranlarının Belirlenmesi	56
7.2 Traktör Vites Kademelerinin Tork Değerlerinin Belirlenmesi	59
7.3 Dişli Grupları Modül Hesabı	64
7.3.1 Vites Grubu Dişli Çarkları Modül Hesabı	70
7.3.2 Takviye Grubu Dişli Çarkları Modül Hesabı	72
7.3.3 Diferansiyel Grubu Dişli Çarkları Modül Hesabı.....	74
7.3.3.1 Arka Aks Diferansiyel Grubu Dişli Çarkları Modül Hesabı	74
7.3.3.2 Ön Aks Diferansiyel Grubu Dişli Çarkları Modül Hesabı.....	77
7.3.4 Son Aktarma Grubu Planet Mekanizması Modül Hesabı.....	79
7.3.4.1 Arka Aks Son Aktarma Grubu Planet Mekanizması Modül Hesabı	79
7.3.4.2 Ön Aks Son Aktarma Grubu Planet Mekanizması Modül Hesabı ..	81
7.3.5 PTO Modül Hesabı	83
7.4 Mil ve Yatak Kuvvetleri Hesabı	84
7.4.1 Vites Kutusu Mil ve Yatak Kuvvetleri Hesabı	85
7.4.2 Takviye Kutusu Mil ve Yatak Kuvvetleri Hesabı	87

BÖLÜM 8

DİŞLİ BOYUTLANIRILMASI.....	90
8.1 Vites Kutusu Dişlileri Boyutlandırması	90
8.2 Takviye Kutusu Dişlileri Boyutlandırması.....	93
8.3 Diferansiyel Dişlileri Boyutlandırması.....	95
8.4 Son Redüksiyon Dişlileri Boyutlandırması	96
8.5 PTO Dişlileri Boyutlandırması.....	97

BÖLÜM 9

SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	99
KAYNAKLAR	101
ÖZGEÇMİŞ	102

SİMGE LİSTESİ

a	Eksen arası mesafe
a_i	Traktörün ivmesi (m/s^2)
b	Dişli genişliği
d	Mil çapı
d_o	Bölüm dairesi çapı
d_t	Taban dairesi çapı
F_A	A mesnet yükü
F_{A1}	Statik ön aks yükü
F_B	B mesnet yükü
F_{B1}	Statik arka aks yükü
F_G	Traktörün ağırlığı
F_a	Eksenel dişli kuvveti
F_{la}	Lastiğin toprakla temas alanı
F_r	Radyal dişli kuvveti
F_t	Teğetsel dişli kuvveti
F_z	Çeki kuvveti
f_r	Yuvarlanma direnci katsayısı
G	Traktör toplam ağırlığı (N)
G_{ad}	Tahrik dingile gelen dinamik yük (N)
G_a	Arka dingile gelen ağırlık
G_n	Zemine dik bileşen
G_o	Ön dingile gelen ağırlık
G_t	Zemine paralel bileşen
i	Transmisyon oranı
$K_ç$	Çentik Faktörü
K_E	Malzeme Faktörü
K_f	Form Faktörü
K_m	Kuvvet Dağılım Faktörü
K_o	Çalışma Faktörü
K_R	Güvenirlilik Faktörü
K_v	Hız Faktörü
K_α	Yuvarlanma Noktası Faktörü
L_h	Ömür Faktörü
M	Moment (Tork)
m	Modül
m_a	Alın modülü
$M_{bileşke}$	Bileşke moment
M_b	Burulma momenti

M_E	Eğilme momenti
M_{motor}	Motorun ürettiği maksimum moment(tork)
M_T	Tekerlek dönme momenti (Nm)
M_t	Motor dönme momenti (Nm)
M_{teorik}	Teorik tekerlek momenti(tork)
M_{tk}	Ekipman için gerekli dönme momenti (Nm)
N_e	Effektiv motor gücü
η_g	Transmisyon veimi
η_k	Kuyruk mili devir sayısı (d/min
η_t	Toplam verim
P_b	İvmelenme atalet kayıp gücü (kW)
$P_ç$	Çeki gücü (kW)
P_e	Effektiv motor gücü (kW)
P_h	Hava direnci gücü (kW)
P_{HD}	Yüzey basınç gerilmesi
P_{HDc1}	Emniyetli yüzey basınç gerilmesi
P_g	Transmisyon kayıp gücü (kW)
P_k	Kuyruk mili (PTO) gücü
P_L	Bir lastiğin gelen dinamik yük
P_m	Meyil çıkma gücü
p_m	Lastiğin basıncı
P_p	Patinaj kaybı gücü
P_y	Yürüme direnci gücü
R	Etkili lastik yarıçapı
r	Tekerlek yarıçapı
R_a	Koni uzunluğu
S	Emniyet katsayısı
U	Tekerlek çevre kuvveti
v_f	Çevresel hız
v_f	Yürüme hızı
W_f	Hareket ettirme direnci
ω	Açısal hız (rad/s)
Z	Çeki kuvveti (N)
z	Diş sayısı
$z_ç$	Çember dişli sayısı
z_e	Eş değer diş sayısı
z_g	Güneş dişli sayısı
z_p	Planet dişli sayısı
β	Helis açısı
α	Kavrama açısı
δ	Koniklik açısı
μ_k	Zemin tutunma katsayısı,
Ψ	Genişlik faktörü
σ_{d1}	Devamlı mukavemet gerilmesi
σ_{em1}	Emniyetli mukavemet gerilmesi
τ_{em}	Kesme emniyet gerilmesi

KISALTMA LİSTESİ

CVT	Constantly Variable Transmission
PTO	PowerTakeOff
4WD	Four Wheel Drive

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Lokomobil kullanarak toprak işleme	5
Şekil 2.2 Case 535 Tırtıllı traktör	7
Şekil 2.3 John Deere 1870 ile yeni nesil pulluklar	7
Şekil 2.4 New Holland T8	7
Şekil 3.1 Standart traktör	9
Şekil 4.1 Traktör statik yükleri	16
Şekil 4.2 Ağırlık merkezinin tayini için kantar kullanılması[1]	17
Şekil 4.3 Arka aks tartı yöntemine göre ağırlık merkezi saptanması[1].....	18
Şekil 4.4 Traktör lastiği taban desenleri	23
Şekil 4.5 Traktör dingil ağırlık oranları	24
Şekil 4.6 Farklı lastik ebatlarında ve lastik basınçlarında çeki kuvvetleri[1]	25
Şekil 4.7 Zeminin tahrik kuvveti ve yuvarlanma direnci katsayılarına etkisi [1].....	26
Şekil 6.1 Traktör güç aktarma organları temel şeması	33
Şekil 6.2 FENDT 300 gelişmiş güç aktarma sistemleri.....	33
Şekil 6.3 PERKINS 1103D-33 kodlu motorun karakteristik diyagramı[6].....	34
Şekil 6.4 6 vitesli bir dişli kutusunda ilerleme hızına göre güç eğrileri [1].....	35
Şekil 6.5 Tek diskli kuru tip kavrama ve parçaları	36
Şekil 6.6 Çok diskli (lamelli) kavrama bölümleri.....	37
Şekil 6.7 Hidrolik kavrama ve bölümleri.....	38
Şekil 6.8 Hidrodinamik ve mekanik kavrama birlikte kullanılması[1]	39
Şekil 6.9 Tırnak kavramalı vites kutusu[1].....	41
Şekil 6.10 Senkromer tertibatlı vites kutusu ve parçaları[1]	42
Şekil 6.11 Basit planet mekanizması	43
Şekil 6.12 Planet dişli sistemli vites kutusu.....	44
Şekil 6.13 Hidrostatik tahrik yapısal şeması.....	45
Şekil 6.14 FENDT VARIO hidrostatik ve mekanik tahrik sistemi.....	45
Şekil 6.15 Taşıt lastiklerinin virajda aldığı yol.....	46
Şekil 6.16 Diferansiyelin yapısı.....	47
Şekil 6.17 Kilitli diferansiyel mekanizması.....	48
Şekil 6.18 İki kademe alın dişli son redüksiyon mekanizması	50
Şekil 6.19 JOHN DEERE planet mekanizmalı son redüksiyon	50
Şekil 6.20 Arka kuyruk mili(PTO)	51
Şekil 6.21 Ön kuyruk mili.....	51
Şekil 6.22 Transfer kutusu yapısı	53
Şekil 7.1 Hattat compact c3055	54
Şekil 7.2 4 WD sistemin güç aktarma organları ve tork zincir şeması	63
Şekil 7.3 Düzlemlerdeki kuvvetler	85

Şekil 7.4	x-y düzlemi kuvvet moment diyagramı.....	86
Şekil 7.5	x-z düzlemi kuvvet moment diyagramı	86
Şekil 7.6	Düzlemlerdeki kuvvetler	88
Şekil 7.7	x-y düzlemi kuvvet moment diyagramı.....	88
Şekil 7.8	x-z düzlemi kuvvet moment diyagramı	89

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4. 1 Lastik tekerlekli traktörlerde tutunma ve yuvarlanma direnci katsayıları ..	22
Çizelge 7. 1 Hattat compact c3055 teknik verileri.....	55
Çizelge 7. 2 Traktör hız ve aktarma oranları	57
Çizelge 7. 3 Perkins motor güç-devir, tork-devir ilişkisi.....	58
Çizelge 7. 4 Vites kademeleri hız ve devir ilişkisi	58
Çizelge 7. 5 Aktarma organları çevrim oranları vites basamağı ilişkisi	59
Çizelge 7. 6 Teorik vites tork değerleri	59
Çizelge 7. 7 Vites kademeleri motor kullanım oranı	62
Çizelge 7. 8 Vites kademeleri teorik momenti ve çevre momenti karşılaştırılması	62
Çizelge 7. 9 Dinamik hız faktörü.....	66
Çizelge 7. 10 Kuvvet dağılım faktörü.....	66
Çizelge 7. 11 Çalışma faktörü.....	67
Çizelge 7. 12 Form faktörü	67
Çizelge 7. 13 Dişli malzemelerin mekanik özellikleri.....	67
Çizelge 7. 14 Boyut faktörü.....	68
Çizelge 7. 15 Güvenirlilik faktörü	68
Çizelge 7. 16 Ömür faktörü	69
Çizelge 7. 17 Malzeme elastilik faktörü	69
Çizelge 7. 18 Sertlik faktörü	70
Çizelge 7. 19 Yağlama faktörü	70
Çizelge 7. 20 Standart modül tablosu	70
Çizelge 7. 21 Aktarma organlarının modülleri	86
Çizelge 8. 1 Vites kutusu dişlileri boyutlandırma çizelgesi.....	92
Çizelge 8. 2 Takviye kutusu dişlileri boyutlandırma çizelgesi.....	94

ÖZET

TRAKTÖRLERİN GÜÇ AKTARMA ORGANLARI TASARIMI

Mete Cem YILMAZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ferhat DİKMEN

Bu tez çalışmasında tarımda kullanılan traktörlerin motor ve tekerlekleri arasındaki moment ve hız değişimi yapan sistemler, vites kutusu, transfer kutusu, diferansiyel, planet sistemi, PTO mekanizmasını anlatmayı ve on iki vitesli bir standart traktörün güç aktarma organlarını tasarlanması amaçlanmıştır.

Tasarımda ilk önce, traktörün bahçe işlerini gerçekleştirebileceği hız kademeleri belirlenmiştir. Daha sonra traktörün bu hızlara ulaşabilmesi için aktarma oranları her vites için bulunmuştur. Toplam aktarma oranı, vites kutusu, diferansiyel, son redüksiyon arasında bölünmüştür. Her vitesin üretebileceği teorik moment değerleri hesaplanmıştır. Traktör tekerlek çevre kuvveti ve moment değeri hesaplanmış ve teorik moment değeri ile karşılaştırılmıştır. Tasarım için tekerlek çevre momenti kullanılıp, her aktarma grubundaki moment değerlerine göre modül hesabı yapılmış ve kontrol edilmiştir. Malzeme seçiminden sonra bulunan modül değerleriyle dişli çarkların boyutlandırması, dişlilerin çalışması esnasında oluşan kuvvetler hesaplanıp, bu kuvvetlere göre mil hesabı yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler : Traktör, güç aktarma organları,

ABSTRACT

DESIGN OF TRACTOR POWER TRANSMISSION SYSTEM

Mete Cem YILMAZ

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Ferhat DİKMEN

In my thesis is intended that to explain a the mechanism hange which makes torque and speed, between the engine and the wheels of the tractor used in agriculture is gearbox, transfer case, differential, planetary, PTO system and to design that power transmission of the standard tractor whose gearbox is 12-speed.

Firstly in design, he speedlevel of the tractor can perform working in the garden were determined. Then, in order to reach the speed of the tractor, the transmission ratios for each gear were found. The total transfer ratio are divided between gearbox, differential, final reductions. The oretical torque and force values were calculated for each gear. Tractor Wheel real torque and force values are calculated, then were compared with the oretical values. The real Wheel torque is used for design. modüles are calculated according to torque values of each power transmission groups then that is checked. After requirement materials are selected, Gear dimension according to modules and the forces of gear ocur during the operation are calculated. Then the shafts are design and calculated according to the forces of gear.

Keywords: Tractor, power transmission system

YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Tarım çoğu ülkeler gibi kendi ülkemizde önemli bir geçim ve ihracat kaynağıdır. İnsanlığın var oluşundan beri devam eden faaliyetlerde çeşitli ekipmanlar kullanılmıştır. İlk zamanlarda hayvan ve insan gücüyle yapılan çalışmalar zamanla kendini makinalaşmaya bırakmış ve traktör denilen tarım makinaları ortaya çıkmıştır.

Traktörler, her türlü arazide çalışabilmek için ve bağlı bulunduğu ekipmanları taşıyabilmek için çeki kuvveti oluşturmaları gerekmektedir. Sadece motorun üretebildiği moment (tork) yeterli değildir. Gerekli olan moment aktarma organların kademeleri ile hız azaltıp, moment artırarak sağlanabilir. Traktör moment artırımını, vites kutusu, takviye kutusu, transfer kutusu (dört teker tahrik sistemlerde), diferansiyel, son redüksiyon gruplarıyla sağlar. Traktörlerin harici ekipmanlara güç aktarmasını PTO denen mekanizma ile gerçekleştirilir. Bu mekanizma hareketini motordan, vites kutusundan alabilir.

1.2 Tezin Amacı

Dünyada tarım makinaları üreticilerinin modelleri incelendiğinde, yabancı firmaların traktörlerdeki çalışma sırasında işlevselliğini ve verimliliği artırmak, müşterinin isteklerine daha uygun makinalar geliştirmeye önem verdiklerini ve yerli firmalarımızın ürün gamından daha geniş bir portföye sahip olduklarını görüldü. Firmalardaki bu avantajı, kendilerine ait ve geliştirdikleri güç aktarma sistemlerine sahip olmalarındandır. Bu yüzde tezimde traktörün güç ve moment üreten, artıran, azaltan,

aktaran ve dönüştüren bölümlerini incelemek, bu bölümlerin çalışma prensiplerini aktarmak, traktör için önemini vurgulamak için bu çalışmayı uygun bulundu.

1.3 Hipotez

Traktörlerin motor torku ve aktarma organlarının redüksiyon oranı ile elde edilen teorik moment değerini lastikler zemine aktaramaz. Traktörün hareketini ve iş yapabilme kabiliyetini sağlayan moment değeri, traktörün ağırlığı, zemin sürtünme katsayısı, lastik yarıçapı, lastik profili gibi parametrelere bağlıdır. Bu değerden fazla gelen moment değeri zemine aktarılamaz ve traktörün patinaj durumuna düşmesine sebep olur. Dört tekerden çekişli veya tırtıllı(paletli) traktörler daha yüksek momenti zemine aktarabilir ve iki tekerden çekişli traktörlere göre yüksek çeki kuvveti sağlarlar.

BÖLÜM 2

TRAKTÖR

2.1 Traktörün tanımı

Traktör, sözcük anlamıyla (Tracteur) çeken demektir ve hareketli bir tahrik kaynağıdır. Gerçekte de, önceleri traktörler sadece çeki görevi için düşünülmüştür. Daha sonra tarımda ve tarım ekipmanları tekniğinde ortaya çıkan gelişmeler, traktörün yapısını önemli ölçüde etkilemiştir. Günümüzün traktörleri, diferansiyel kilidi, sol-sağ ayrılabilen fren sistemi, kuyruk mili, hidrolik ve pnömatik ekipmanlar, kayış-kasnak mekanizması, ön yükleyici gibi donanımlar sayesinde çeşitli işlerde kullanılmaktadır. Tarımsal üretimde yer alan iş makinalarının güç kaynağı olan traktör, tarım işletmelerindeki makina yatırımlarının yaklaşık %50'sini oluşturur. İnsan, güç kaynağı olarak çok az etkindir. Çiftçi ürettiği üründen bir gelir bekliyorsa her şeyden önce verimli bir üretici olmak zorundadır. Üretici bu çabasında gereken güç kaynağına sahip olmalı, diğer bir ifade ile kendisi bizzat bir güç kaynağı olmamalıdır[2].

Günümüzde traktörler, tarımsal işlerin yapılmasında kullanılan paletli, tekerlekli veya her ikisini de sahip, kendi hareketli bir kuvvet makinasıdır. Traktör, kendisinin ve tarım makinelerinin çalıştırılabilmesi için bir enerji kaynağına sahiptir, genellikle içten yanmalı motor kullanılmaktadır ve son zamanlarda elektrikli ve hibrit motorlu traktör çalışmaları devam etmektedir. Tarım traktörlerini diğer kara taşıtlarından ayıran en önemli özelliklerinden biriside hız sınırlarıdır. Ülkelere göre değişiklik gösteren hız sınırı, ülkemizde 40 km/h olarak belirlenmiştir.

Tarım ekipmanlarını çoğunlukla sabit bir yerde durarak iş yapmaktadır. Bunlara örnek olarak su pompası, değirmen, süt sağım tesisleridir. Bu tip makinelere hareket traktör

kayış kasnak ya da kuyruk miliyle verilebilmektedir.

Traktörün ömrü boyunca yaptığı işlerin en büyük kısmını çeki işleri oluşturmaktadır. Bu işlerin başında da taşımacılık yer almaktadır. Traktör iki ya da bir dingilli tarım arabasıyla tarım içi taşımacılığın tümünü yapmaktadır.

Bugün gelişmiş sanayi toplumlarının refahı incelendiğinde görülür ki, tarım ve ormancılık alanlarında sağlıklı ve gittikçe artan verimlilik hızlı kalkınmayı sağlamıştır. Özellikle birim tarım iş gücüne düşen kW traktör gücü artışı hayat standardının artışı ile orantılı olmuştur.

Bugün traktörlerden beklenen istekler geçmişe nazaran çok farklıdır. Bugünkü beklentiler:

- Daha az toprak basıncı: Toprağı aşırı sıkıştırmamak ve bitkilerin bundan zarar görmesini önlemek amacıyla traktörler daha büyük hacimli lastiklerle donatılmalıdır. Bu sayede patinaj azalmaktadır.
- İlerleme hızları daha fazla kademelendirme: Diğer taşıtların aksine traktör, motorun tam gücünü düşük ilerleme hızlarında da verebilmelidir. Özellikle esas çalışma bölgesi olan 4-12 km/h hız alanında çok vites bulunmalıdır.
- Enerjiden verimli yararlanma: Mümkün olduğunca düşük yakıt tüketimi sağlanmalıdır. Motordaki ısı ve sürtünme kayıpları, transmisyon sürtünme kayıpları, lastikler üzerinden toprağa güç aktarmadaki kayıplar mümkün olduğunca düşük olmalıdır.
- Ağırlık merkezi yere daha yakın olmalı, böylece traktörün özellikle meyilli arazilerde çalışmasında emniyet artmaktadır.
- Ön hidrolik kaldırma mekanizması ve ön kuyruk mili bulunmalıdır.

Bu çok farklı ve bazen de birbirine zıt istekler sonucunda, farklı traktör yapı tipleri ortaya çıkmıştır[2].

2.2 Traktörün Tarihsel Süreçte Gelişimi

Traktörün başlangıcı buhar gücünden faydalanmaya dayanır. İlk üretilen buhar makinasından kayış-kasnak sistemi yardımıyla yararlanılmaktaydı. Buhar makinası kendi hareketli bir makina olmayıp, bir yerden diğerine hayvanlar ile çekilmekteydi.

Daha sonraları sabit buhar makinaların yerlerini hareketli buhar makinaları (lokomobil) aldı (Şekil 2.1).



Şekil 2.1 Lokomobil kullanarak toprak işleme

Ancak, ağırlık ve yüksek imalat masrafları söz konusu olduğundan 1900 tarihinden sonra buhar motoru yerine dört zamanlı içten yanmalı motor kullanılmaya başlandı. İçten yanmalı motorun kullanılması tasarımın daha hafif ve hareketli olmasını sağladı. İlk tasarımlar tarlada çeki işinde değil de harman makinalarının tahrikinde yer aldı. Tarlada çeki işlerinde traktör kullanımı daha sonraki yıllarda gerçekleşti. 1900 yıllarında Almanya’da Robert Stock ilk motorlu pulluğu imal etti. Motorlu pulluklarda tüm ağırlık çeki geliştirmede yararlanıldı. Kendi hareketli bu motorlu pulluk 20 kW gücündeydi. Daha sonraları pek çok firma motorlu pulluk imalatına başladı. Almanya’da Hanomag firması motorlu pulluklarda motor gücünü 58 kW’ye kadar çıkarabildi. Motorlu pulluklar daha sonraları seri olarak imal edilen gerek paletli gerekse tekerlekli traktörlerin öncüsü oldular. 1920 yılında Amerika Birleşik Devletleri’nde geliştirilen ve büyük sayılarda imalatı yapılan Ford sarı traktörü yenilikçi oldu. Tasarımda ilk kez blok yapılı bu traktörde uygulandı. Yüksek emniyet ve hafif ağırlık bu traktörün önemli özelliklerindendir. 1921 yılında Lanz firması ilk Bulldog (9 kW) traktörünü tasarladı. Kızdırma kafalı iki zamanlı olan motor, tek silindirli ve düşük çevrimliydi. 1930 yılından sonra daha ekonomik olan diesel motorları kullanılmaya başlandı. Bu zamanlarda üretilen traktörler ağır çeki işlerinde ve kasnak tahrikinde

kullanılıyordu. İlk kuyruk mili (PTO) 1920 yılında Amerika Birleşik Devletleri'nde tanıtıldı. 1930'lu yıllarda demir tekerleklerin yerini lastik tekerlekler aldı. Aynı şekilde üç nokta askı sistemi bu yıllarda ortaya çıktı. 1937 yılında traktör ve ekipmanları daha iyi eşleştirmek için hidrolik kaldırma mekanizması, 50'li yıllarda geliştirilmiş sürücü koltuğu, kontrollü hidrolik kaldırma mekanizması gibi donanımlar ilave edildi. 70'li yıllarda traktörlerde dört tekerlek tahriki kullanılmaya başlandı.[1]

Daha sonraki zamanlarda traktörün sadece arkasına ekipman bağlanarak çalıştırılması yerine traktörün önüne de ekipman bağlanmasına olanak tanıyan ön bağlantı sistemleri kullanılmaya başlandı. Ayrıca ön kuyruk mili (PTO) sayesinde traktörün önüne takılan ekipmanlar da çalıştırılabilir.

Genel teknik gelişmeler yanında, traktörlerde de son zamanlarda önemli gelişmeler olmuştur. Eskiden sadece çeki işleri için üretilen traktör, bugün çok yönlü bir enerji kaynağına olmuştur. Diğer bir gelişme, traktörün güç ileten hidroliğinde görülmüştür. Kaldırma mekanizması ile bağlantılı olarak ağır yüklerin hareketi ve asma aletlerin kontrolü mümkün olabilmektedir. Hidrolik prizler yardımıyla yan asılı veya çekilir aletlerin ihtiyaç duyduğu hidrolik güç alınabilir olmuş ve böylece pek çok tarım makinasının tasarımı ve verimliliği yükselmiştir.

Son zamanlarda çevre kirliliği konusundaki hassasiyet ve yakıt tüketiminin azaltılmasına yönelik faaliyetler traktör motorlarında bu isteklere cevap verecek şekilde tasarlanmasına yol açmıştır.

Elektronik traktörlerde uygulanmasıyla özellikle elektro-hidrolik kumanda ve kontrol tekniği konusunda gelişmeler ve yenilikler olmuştur. Böylece bir yandan mühendisin görev ve çalışma faaliyeti değişirken, diğer yandan çiftçinin daha çok teknik bilgi ile donatılması gerekliliği ortaya çıkmıştır. Traktör transmisyonu alanda gelişmeler bakıldığında, kademesiz hız kutularının (CVT) gelişiminin altını çizmek gerekir. Hidrostatik-mekanik güç dallanmalı hız kutuları traktörlerde kullanılmaya başlanmıştır. Hareket sırasında kademesiz iletim olanağı sayesinde çalışma hızının agro-teknik isteklere uydurulması mümkün olabilmektedir. Bu transmisyonların elektronik kontrol edilebilir olması farklı ilerleme planlamalarının uygulanmasına olanak sağlamıştır.

Traktörlerin gelişiminde şuanda geline teknolojik makinelerden bazıları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir. Şekillerden anlaşılacağı gibi tarım makinelerindeki gelişmeler çiftçinin verimini artırıp, rekabet edebilme gücünü artırmaktadır.



Şekil 2.2 John Deere 1870 ile yeni nesil pulluklar



Şekil 2.3 Case 535 Tırtıllı Traktör



Şekil 2.4 New Holland T8

BÖLÜM 3

TRAKTÖRLERİN SINIFLANDIRILMASI

Tarımsal faaliyetler yapılmasında karşılaşılan değişik durumlardaki uygulama koşulları ve istekler, traktörlerde farklı yapı ve büyüklükleri ortaya çıkarmıştır. Bu farklılık traktör genel kavramında görüldüğü gibi değişik yapı elemanlarının farklı düzen ve dizilişte olmasından da ileri gelir. Traktörleri yapı şekillerine göre sınıflandırabileceğimiz gibi tarımda kullanım amacına göre de traktörlerin bir sistematüğini vermek mümkündür. Traktörler hareket sistemine göre tırtıllı (paletli) ve tekerlekli traktörler olmak üzere öncelikle iki gruba ayrılmıştır[2].

- Tekerlekli Traktörler :
 - a. Standart traktörler
 - b. Tek asklı traktörler
 - c. Alet taşıyıcı traktörler
 - d. Sürücü oturma yeri önde olan traktörler
 - e. Özel amaçlı traktörler
- Tırtıllı (Paletli) Traktörler

3.1. Standart Traktörler

Ekonomik öneme sahip standart traktörler çiftçinin temel güç kaynağıdır. Standart traktörler (25-150 kW) üniversal traktör olarak tüm tarım işlerinde kullanılabilir. Uygun toprak koşullarında arka tekerlek tahriki yeterlidir. Arka tekerlekler ön tekerleklere nazaran daha büyüktür. Ön tekerlekler genel olarak dümenleme tekerlekleri

olarak hizmet görürler. Asma tip aletlerin asma alan traktörün arkasıdır. Sürücü oturağı yaklaşık arka aks üzerindedir. Blok yapı tarzına sahip olup yürüme organları (tekerlekler) süspansiyona sahip değildir. Motor bloku ön aksa pandüllü bağlanmıştır. Genel olarak traktör ağırlığının %40'ı ön aksa, %60'ı arka aksa düşmektedir. Ağırlık merkezi aks açıklığının 1/3'ü mesafede olmak üzere arka aks önündedir. Motor gücünün aletlere aktarımı çeki kuvveti, kuyruk mili tahriki ve hidrolik bağlantılar şeklinde olmaktadır.

75 kW'nin üzerindeki traktörler genellikle dört tekerlek tahriki olarak imal edilmektedir. Arka tekerleklerin ön tekerleklere nazaran daha büyük olduğu dört tekerlek tahrikli traktörlerde ön tekerleklerin tahriki isteğe bağlıdır. Bu tip traktörler; arka tekerlekleri tahrikli standart traktörler ile dört tekerleği de eşit büyüklükte olan dört tekerleği tahrikli traktörler arasında yer alır. Bu tip traktörler, Japonya'da çok popülerdir, çünkü yumuşak ve yaş toprak koşullarını içeren çeltik tarımında çok iyi bir çeki karakteristiği göstermektedir[1].

Şekil 3.1'de tipik bir standart traktör görülmektedir. Bu traktörlerde ön alet askı sistemi ve ön kuyruk mili tahriki isteğe bağlıdır. Dört silindirli (50-75 kW) motora sahip böyle bir traktörün aks açıklığı yaklaşık 2400 mm civarındadır. Avrupa'da dört tekerlek tekerlek tahrikli traktörler çatı dümenlemesi (belden kırma dümenleme) veya tekerlek dümenlemesi olabilmektedir. Büyük güçteki dört tekerlek tahrikli traktörler (100 kW'nin üzerinde) çeki traktörleri olarak da isimlendirilmekte olup, 250 kW'nin üzerindeki traktörler hem önde hem de arkada ikiz lastik tekerleklerle donatılmaktadır. Bu traktörlerde arka ve ön aksta mümkün olduğunca eşit yük dağılımı sağlamak amacıyla motor öne veya ön aks üzerine doğru kaydırılmaktadır[1].



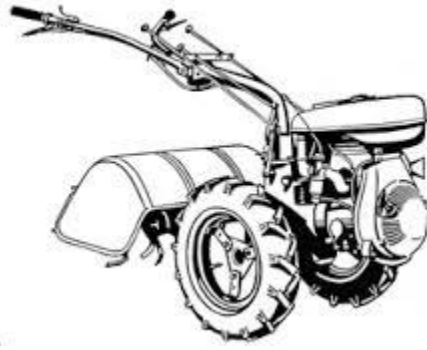
Şekil 3.1 Standart traktör

3.2 Tek Akslı Traktörler

Tek akslı traktörler küçük işletmelerde ve özellikle bahçe tarımında kullanım alanı bulmaktadır. Tek akslı traktör; iki tekerleği bulunan bir akstan ibaret olup, bu aks aynı zamanda bir blok halinde motoru taşımaktadır (Şekil 3.2). Traktör ağırlığı iki tekerlekte mesnetlenmiştir. Ancak bu durum hareket doğrultusunda stabil (dengeli) olmadığından sürücü üçüncü mesnet noktasını oluşturmaktadır. Bu traktöre uygun, kolayca sökülüp takılabilen bir dizi ekipman geliştirmiştir. Ekipmanlar öne veya arkaya bağlanabilmektedir (Şekil 3.2).

Genellikle 3-6 kW Otto motoru veya 5,5-9 kW Diesel motoru kullanılmaktadır. Tek akslı traktörün kütlesi 100-400 kg arasında değişmektedir. Toprağa güç aktarılmasında zorunlu koşul yeteri kadar adhezyon ağırlığının mevcut olmasıdır. Ağırlık merkezi yere yakın olduğundan tek akslı traktörün yanal stabilitesi iyidir ve bu nedenle meyilli arazilerde başarı ile kullanılabilmektedir[1].

Küçük tekerlekler tüm konstrüksiyon elemanlarında küçük dönme momentleri oluşturduklarından sürücünün koluna gelen kuvvetler küçük kalmaktadır. Ancak küçük tekerleklerde elde edilebilen çeki kuvveti, büyük tekerleklerle ulaşılabilen çeki kuvvetinden düşüktür.



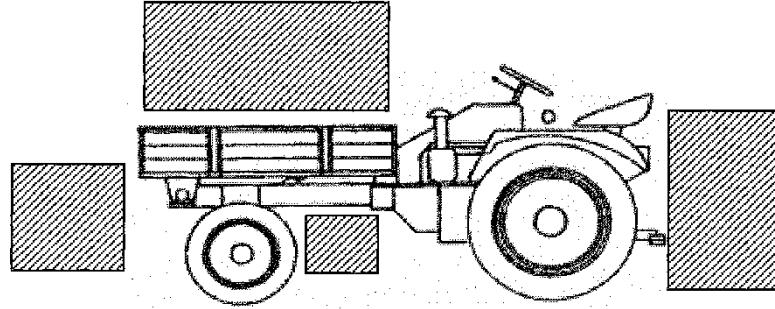
Şekil 3.2 Tek dingilli traktör ve çeşitli aletlerin bağlanması

3.3 Alet Taşıyıcı Traktörler

Dingiller arası açıklığı artırılarak, araya tarım aletlerinin bağlanması olanağını veren traktörlere taşıyıcı traktör denilmektedir (Şekil 3.3). Çapalama, seyreltme, boğaz doldurma gibi bakım çalışmalarında, aletin sürücünün görebileceği bir bölge olan

dingiller arasına bağlanabilmesi, taşıyıcı traktörlerin en önemli yararlı yönleridir. Bu traktörler, dingiller arası uzaklık, yükseklik ve diğer önemli ölçüler yönünden standartlaştırılarak aletlerin değişik traktörlere uyumu sağlanmıştır. Aynı aletler, gerektiğinde arkadaki üç nokta askı sistemine de bağlanabilmektedir. Son yıllarda, taşıyıcı traktörler devreden çıkıp, yerini alet taşıyıcılara bırakmıştır. Alet taşıyıcılarda temel prensip, birden fazla aletin traktörün değişik yerlerine bağlanabilmesi ve bunların bir kişi tarafından kullanılmasının sağlanmasıdır. Bu nedenle motor, aktarma organları ve sürücü oturma yeri traktör arka dingiline çok yakın olarak yerleştirilmiştir. Ayrıca, dingiller arası uzaklığın da artırılmış olması, araya değişik aletlerin bağlanmasını ve kontrollerini kolaylaştırmıştır[1].

Çok sayıda tarım iş makinesinin bir kişi tarafından, tek bir traktörle çalıştırılması hem çalışma zamanından sağlanan tutum, hem de toprağın daha az basılması nedeniyle önemli olmaktadır. Alet taşıyıcılar, hasat makineleriyle birleştirilerek, kendi yürür kombine hasat makineleri durumuna da getirilebilmektedir. Birkaç iş makinesini bir arada çalıştırabildikleri için arka, ön, yanda olmak üzere 2 veya 3 kuyruk miline sahiptir. Taralı alanlar traktörün kullanım alanını göstermektedir.



Şekil 3.3 Alet taşıyıcı traktör[1]

3.4 Sürücü Oturma Yeri Önde Olan Traktörler

Sürücü oturma yerinin konumu bu traktörlerde, öne bağlanan aletler için mükemmel bir görüş sağlamaktadır. Önde ve arkada üç nokta askı sistemi bulunduğu için, aynı anda iki alet traktöre bağlanabilmekte ve her ikisi bir sürücü tarafından kullanılmaktadır. Sürücü yerinin arkasında bulunan devirmeli kasa ise taşıma işinde ve hasat makinelerinin deposu olarak kullanılmaktadır. Ayrıca, yüksek hızları (60-80 km/h), iki dingili de yaylanabilir yapıları, dört tekerleğinin tahrik oluşu ve dengeli ağırlık dağılımları gibi üstün yönleri vardır. En önemli sakıncaları ise, arkaya bağlanan aletlere sürücünün

erişme olanağının olmamasıdır. Satın alınma bedellerinin çok yüksek olması da, ancak iyi düzenlenmiş, makineleşme seviyesi yüksek olan işletmelerde kullanmalarını ekonomik kılmaktadır.



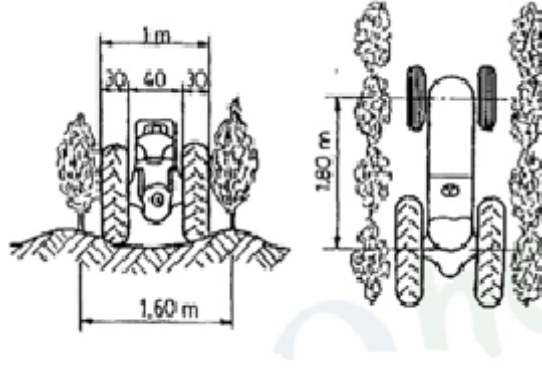
Şekil 3.4 Sürücü otuma yeri önde olan traktör(Mercedes Unimog)

3.5 Özel Traktörler

Özel traktörler, belirli bir amaç ve tarımsal uğraşı alanı için az sayıda özel olarak imal edilen traktörlerdir. Çok değişik tiplerde karşımıza çıkmaktadırlar.

3.5.1 Dar İz Genişlikli Traktörler

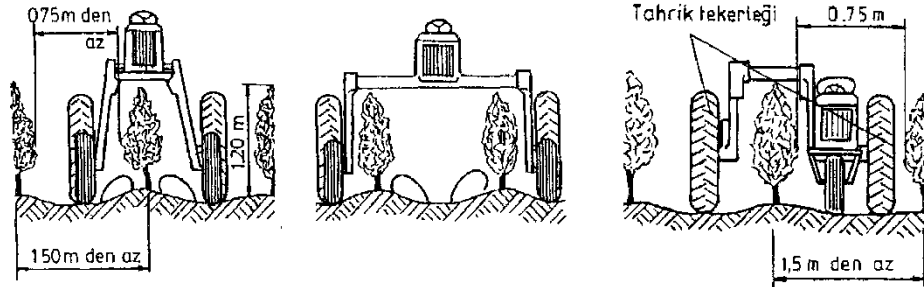
Standart traktörlerin dar izli olanıdır (Şekil 3.4). Motor gücü genelde 60 kW'den küçüktür. Dar izli olduklarından dış genel ölçüleri de küçüktür. Örneğin böyle bir traktörde genişlik 0,5-1,3 m dir. Ağırlık merkezi oldukça yere yakın bulunmaktadır. Bağ ve meyve plantasyonlarında dallara çarpma ve dokunmayı önlemek amacıyla motor kaportası ve çamurluklar keskin kenar ve köşeli olarak yapılmamıştır[1].



Şekil 3.5 Dar iz genişlikli traktör[1]

3.5.2 Yüksek Çatılı Traktörler

Yüksek çatılı traktörlere köprü traktörler de denilmektedir. 2 metreye kadar varan karın yüksekliği sayesinde bağ, meyve ve diğer özel kültürlerde sıra üzerinden ilerlemek mümkün olmaktadır (Şekil 3.5). Tekerlekler zincirle veya hidrostatik olarak tahrik edilmektedir. Standart traktörlerin tahrik yapı elemanlarından yararlanarak az sayıda ve sipariş üzerine imal edilmektedir.

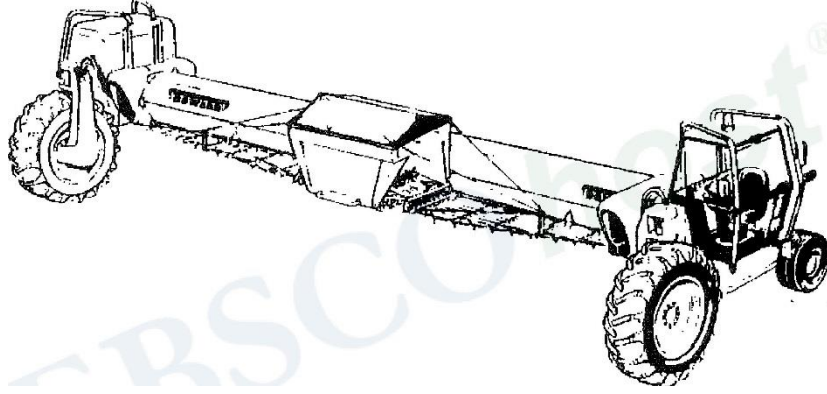


Şekil 3.6 Yüksek çatılı traktörler[1].

3.5.3 Geniş İzli Traktörler

Anglo-sakson ülkelerinde geniş izli traktörlerle yapılan denemeler başarılı olmuştur. Portal traktör daima daha önce hazırlanmış ve bastırılmış yolda gidip gelmektedir. Bu tanım şekline kontrollü trafik denilmektedir. Bundan amaç; kültür bitkileri civarındaki toprağı sıkıştırmamak ve bundan bitkilerin zarar görmesini engellemektir. Kontrollü trafik yöntemi 6; 8 ve 10 m genişliğindeki bir şerit alanı işlemekte ve tarım tekniğinden tamamen yeni bazı istekleri beraberinde getirmektedir. Sadece işlenen alan genişliği değil, bunun yanında dümenleme, tahrik, alet bağlama gibi birçok problemleri vardır.

İngiltere’de bu isteklere uygun yapılan geniş iz alet taşıyıcısına “Gantries” denilmektedir (Şekil 3.5).



Şekil 3.7 Geniş izli traktör[1]

3.6 Tırtıllı (Paletli) Traktörler

Tırtıllı traktörler tekerlekli traktörlere oranla yüksek çeki kuvveti, düşük patinaj ve çok az toprak sıkışması sağlamaktadır. Özellikle tutunma koşulları iyi olmadığı zaman tekerlekli traktörlerin iş yapabilme yeteneği azalmakta ve verimleri düşmektedir. Koşulların daha da kötüleşmesi durumunda çalışma olanakları kalmamıştır. Bu koşullarda çalışmayı sağlamak için tırtıllı traktörler geliştirilmiştir.

Güçleri 7-150 kW arasında ve kütleleri 1000-20000 kg arasında değişen tırtıllı traktörler imal edilmektedir. Hızları en fazla 10 km/h kadar olabilmektedir. Tırtıllı traktörlerin yararlı yönleri sıralanırsa[2]:

- Tırtıllı traktörler aynı güç ve ağırlıktaki tekerlekli traktörlere göre çeki verimleri daha iyidir.
- Geniş tırtıl yüzeyleriyle toprakla temas ettiklerinden özgül toprak basınçları ortalama olarak 0,025-0,06 N/mm² kadardır. Geniş temas yüzeyi ayrıca mükemmel bir stabilite sağlamaktadır.
- Her türlü arazi şartlarında yeterli etkinlikte çalışabilmektedirler.

Tırtıllı traktörlerin dezavantaj tarafları şöyle belirtilir:

- Tırtıllı traktörlerin bakım masrafları yüksek ve pahalıdır.
- Büyük güçlü tırtıllı traktörlerde asma tip ekipman kullanılması zordur.

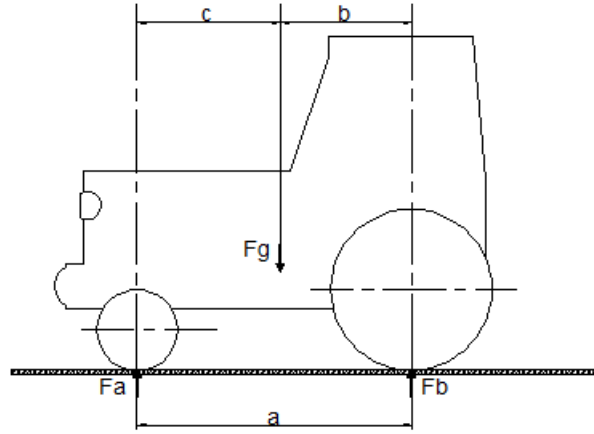
BÖLÜM 4

TRAKTÖR MEKANİĞİ

Traktör statik ve dinamik hallerinde oluşan kuvvetleri yenmek ve bunlardan faydalanarak kuvvet oluşturur. Bu kuvvetler aşıldığı zaman hareket veya iş yapılmaya başlanır. Mekaniği oluşturan kuvvet ve momentleri bu bölümde incelinip, traktörün iş yapabilme yeteneğinin nasıl iyileştirebileceği analiz edilecektir.

4.1 Traktör Aks Yükleri

Traktörün serbest cisim diyagramı çizilirse F_{A1} ve F_{B1} statik aks yükleri FG traktör ağırlığı ile denge halinde bulunur (Şekil 4.1). Bu nedenle bu yüklere statik aks yükleri adı verilir. Buna karşın çeki geliştiren bir traktörde F_{A2} ve F_{B2} dinamik aks yükleri söz konusudur. Aks yüklerindeki bu değişme çeki kuvvetinin bir manivela kolunda etki yapmasıdır.



Şekil 4.1 Traktör statik yükleri

Statik traktör aks yükleri :

$$F_{A1} = F_G \cdot (b/a) \quad (3.1)$$

$$F_{B1} = F_G \cdot (c/a) \quad (3.2)$$

$$F_G = F_{A1} + F_{B1} \quad (3.3)$$

F_{A1} = Statik ön aks yükü

F_{B1} = Statik arka aks yükü

F_G = Traktörün ağırlığı

Eşitliğiyle bulunur.

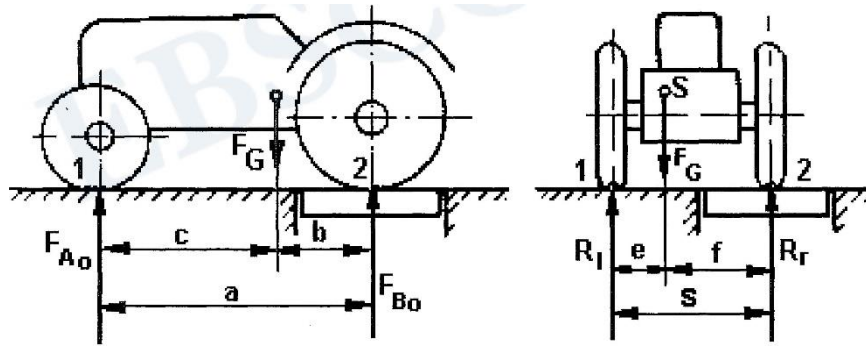
Çeki geliştiren bir traktör göz önüne alınırsa (Şekil 4.2), traktöre etki eden kuvvetler F_A , F_B , F_{RA} ve F_T dir. Tekerleklere ayrıca traktörün arkasında bulunan iş makinasından da bir F_z çeki kuvvetinin etkisinin aktarıldığı (yük transferi) unutulmamalıdır.

4.2 Traktör Ağırlık Merkezi

Tarım traktörleri çalışma ortamları yönünden çok değişik koşullarla çalışmaktadır. Traktörün gerek durağan gerekse hareket halinde stabilitesi, etki eden kuvvetlere bağlıdır. Meyilli arazide özellikle, büyük çeki kuvveti isteyen ekipmanlarla çalışırken ortaya çıkan geriye şahlanma ve yan tarafa devrilme sorunlarını çözebilmede ağırlık merkezinin yeri önemli olmaktadır. Traktör ağırlık kuvvetinin etki noktası traktörün ağırlık merkezidir. Burada ağırlık kuvvetinin ve ivme kuvvetinin büyük önemi vardır. Bu iki kuvvetin bileşkesi cisim için karakteristik olan ve ağırlık merkezi olarak bilinen bir noktaya etki ederler. Traktöre etki eden ve stabiliteyi (dengeyi) de etkileyen

kuvvetlerin analizinde, ağırlık merkezinin yerinin bilinmesi çok önemlidir. Ağırlık merkezinin koordinatları bireysel yapı elemanlarının kütlelerine ve bunların hacimsel yerleşimlerine bağlıdır.

Traktör düz zeminde hareketsiz dururken ağırlık merkezinin arka akstan boyuna ve enine eksen doğrultusunda uzaklığı ile yerden yüksekliği deney-hesaplama yöntemi ile saptanabilir. Traktörün ön ve arka aks ağırlıkları bir tartı düzeninde tartılır. Ağırlık merkezinin akslardan uzaklıkları moment eşitliği yardımıyla hesaplanır (Şekil 4.2).



Şekil 4.2 Ağırlık merkezinin tayini için kantar kullanılması[1]

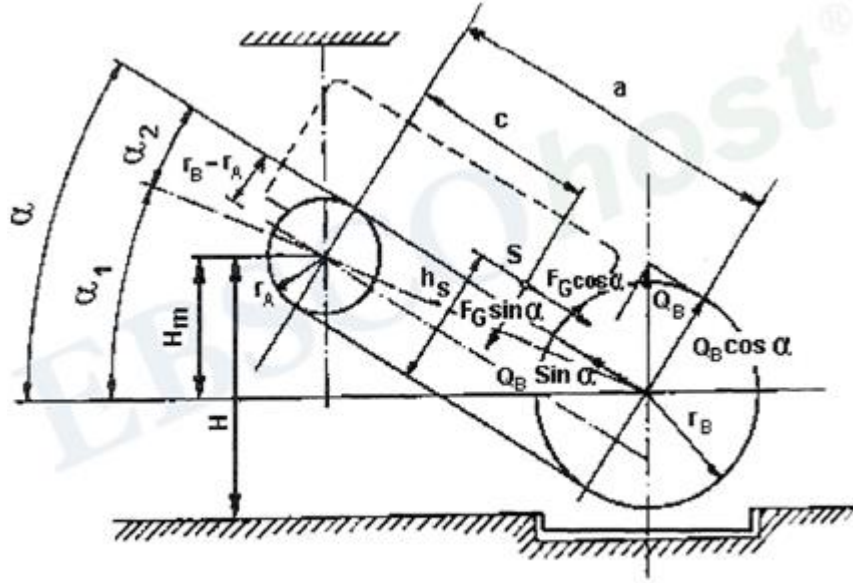
Ağırlık merkezinin boyuna eksendeki yeri:

$$c = (F_A \cdot a) / F_G \quad (3.4)$$

Ağırlık merkezinin enine eksendeki yeri:

$$f = (R_l \cdot s) / F_G \quad (3.5)$$

Ağırlık merkezinin yerden yüksekliğinin (h_s) belirlenmesi amacıyla arka aks tartı düzeni üzerinde iken ön aks belirli bir yükseklikte yukarıya kaldırılarak asılır.



Şekil 4.3 Arka aks tartı yöntemine göre ağırlık merkezi saptanması[1]

h_s aşağıdaki formülle:

$$h_s = Q_b[(a \cdot \cos \alpha + (r_b - r_a) \cdot \sin \alpha - F_G(c \cdot \cos \alpha - r_a \cdot \sin \alpha)) / (F_G \cdot \sin \alpha)] \quad (3.6)$$

bulunur.

4.3 Traktör Eğimli Yol Durumdaki Kuvvet İlişkisi

Traktörler her zaman düz arazide çalışma şartlarında kalmazlar. Gerekğinde meyilli , yanlamasınada hareket ve çeki kuvveti sağlamaları gerekir. Traktörler meyilli arazi şartlarında çalışırken meyil açısından (α) ve kendi ağırlığından oluşan bir kuvvet doğar. Traktörün aynı zamanda bu kuvveti yenmesi gerekir ve dikkat edilmesi gereken asıl önemli konu meyil açısı ve traktörün ağırlık merkezi arasındaki ilişkidir. Meyil açısı kritik değeri geldiğinde ve aşmaya başladığında traktörün ön tekerleği zemin ile ilişkisini kesmeye başlar buna şahlanma hareketi denir. Meyilli zeminde ağırlığı iki bileşene ayrılır.

Zemine dik bileşen,

$$G_n = G \cdot \cos(\alpha) \quad (3.7)$$

Zemine paralel bileşen ise,

$$G_t = G \cdot \sin(\alpha) \quad (3.8)$$

formülle bulunur, ayrıca:

$$y = x \cdot \cos(\alpha) \quad (3.9)$$

$$y_1 = (x_1 + l) \cdot \cos(\alpha) \quad (3.10)$$

$$y_2 = (x_2 - l) \cdot \cos(\alpha) \quad (3.11)$$

olarak yazılır.

Ön dingile gelen kuvvetler, arka tekerleğin toprağa değdiği noktaya göre moment alarak,

$$(G_{\delta} \cdot y) - (G \cdot y_2) = 0 \quad (3.11)$$

$$G_{\delta} = G(x_2 - l)/x \quad (3.12)$$

Şeklinde yazılır.

$$G_{\delta n} = G_{\delta} \cdot \cos(\alpha) \quad (3.13)$$

$$G_{\delta t} = G_{\delta} \cdot \sin(\alpha) \quad (3.14)$$

Bunun gibi arka dingile gelen ağırlıkta:

$$G_a = G(x_1 + l)/x \quad (3.15)$$

$$G_{an} = G_a \cdot \cos(\alpha) \quad (3.16)$$

$$G_{at} = G_a \cdot \sin(\alpha)$$

(3.17)

bağlantılarıyla bulunur.

Arka ve ön dingile gelen ağırlıklar, (l) mesafesine bağlı olarak değişmektedir.

$l = 0$ ise, traktör yatay durumdadır.

$l = x_2$ ise, ağırlık vektörünün uzantısı arka tekerlek dayanma noktalarının oluşturduğu hatın üzerine düşmektedir. Bu durumda, traktör şahlanma başlangıcındadır.

$l > x_2$ ise traktör şahlanır.

4.4 Traktör Yan Eğimli Yol Durumdaki Kuvvet İlişkisi

Yana doğru meyil açısı (δ) ise ağırlığın zemine paralel bileşeni,

$$G_t = G \cdot \sin(\delta) \quad (3.18)$$

dik bileşen ise :

$$G_n = G \cdot \cos(\delta) \quad (3.19)$$

İz genişliği i olarak alınır ve sol tekerleklerin toprağa değme hattına göre moment yazarsak,

$$G \cdot \dot{I}_2 = G_1 \cdot \dot{I}_2 \quad (3.20)$$

$$G_1 = G[(1/2) + (y/i)] \quad (3.21)$$

Bulunur ve $\dot{I}^1 = \dot{I} \cdot \cos(\delta)$ alınırsa,

$$\dot{I}_1 = [(\dot{I}/2) - 2] \cdot \cos(\delta) \quad (3.22)$$

$$\dot{I}_2 = [(\dot{I}/2) + 2] \cdot \cos(\delta) \quad (3.23)$$

Olmaktadır. Sağ tekerlek toprak tepkileri bileşenleri ,

$$G_{1t} = G_1 \cdot \sin(\delta) \quad (3.24)$$

$$G_{1n} = G_1 \cdot \cos(\delta) \quad (3.25)$$

Sol tekerlek için de aynı durumda,

$$G_{2t} = G_2 \cdot \sin(\delta) \quad (3.26)$$

$$G_{2n} = G_2 \cdot \cos(\delta) \quad (3.27)$$

$y = 0$ koşulunda yana meyil açısı $\delta = 0$ dır,

$y \geq \dot{I}/2$ koşulunda traktör stabil dengede değildir yana devrilir.

Yana devrilme başladığında $y=\dot{I}/2$ koşulunda (δ) açısının değeri bulunmak istenirse:

$$\tan(\delta) = (\dot{I}/2h_s) \quad (3.28)$$

4.5 Arka Dingili Tahrik Traktörlerde Kuvvetler

Traktörün motoru tarafından geliştirilen M_t dönme momenti tahrik tekerleklerde :

$$M_T = M_t \cdot i \cdot n_g \quad (3.29)$$

dönme momentini meydana getirir. Denklemden,

M_T = Tekerlek dönme momenti (Nm)

M_t = Motor dönme momenti (Nm)

i = Toplam transmisyon oranı

n_g = Transmisyon toplam verimi

Tekerlek dönme momenti aynı zamanda,

$$M_T = U \cdot R \quad (3.30)$$

$$U = (M_T/R) \quad (3.31)$$

burada,

U = Tekerlek çevre kuvveti (N)

R = Etkili lastik yarıçapı (m)

Z = Çeki kuvveti (N)

W_f = Hareket ettirme direnci

G_{ad} = Tahrik dingile gelen dinamik yük (N)

G = Traktör toplam ağırlığı (N)

Çeki kuvveti Z ve kendi kendini hareket ettirme direnci W_f olarak alınırsa,

$$U = Z + W_f \quad (3.32)$$

$$W_f = G \cdot f_r \quad (3.33)$$

$$U = G_{ad} \cdot \mu_k \quad (3.34)$$

bağlantıları yazılabilir. Burada f_r yuvarlanma direnci katsayısıdır. Ayrıca, motor momentinin bir kısmı, bazı durumlarda, kuyruk mili ve hidrolik sistem tarafından da kullanılabilir.

Çizelge 4.1 Lastik tekerlekli traktörlerde tutunma ve yuvarlanma direnci katsayıları[2]

Zemin Durumu	Tutunma Katsayısı	
	%15 patinaj	%50 patinaj
Beton Yol	0,85	1,05
İyi Tarla Yolu	0,7	0,8
Kuru,sert tınlı kil	0,6	0,75
Kuru,sertçe çayır	0,5	0,65
Kuru,normal tarla	0,45	0,6
Nemli biçilmiş çayır	0,4	0,55
Kuru tınlı kum	0,4	0,5
Nemli,tınlı kum,kumlu tın	0,35	0,45
Nemli yapışkan,pancar tarlası	0,3	0,4
Çok nemli,kumlu tın,killi tın	0,25	0,3
Nemli balçıklı kum	0,2	0,25
Islak killi tın,yapışkan tarla	0,15	0,2
Nemli,gevşek balçık	0,15	0,2

Yukarıdaki formüllerden görüleceği gibi tekerleğin geliştirebileceği çevre kuvveti μ_k tutunma katsayısı ile G_{ad} dinamik tahrik dingil yüküne bağlı olmaktadır. Tekerleğin toprağa tutunmasının bir ölçüsü olan tutunma katsayısı pek çok değişkene bağlı olmaktadır.Bunların şöyle örnek verebiliriz:

- Lastiğin toprağın temas yüzeyi
- Lastik profili, profilin şekli, sayısı, dizilişi, boyutları
- Lastiğin elastikiyeti ve lastiğin toprağa yaptığı basınç gelmektedir.

Lastiğin toprağa yaptığı basınç:

$$p_m = P_L/F_a \quad (3.35)$$

bağıntısıyla bulunur.

$$p_m = \text{Lastiğin basıncı (N/mm}^2\text{)}$$

$$F_a = \text{Lastiğin toprakla temas alanı (m}^2\text{)}$$

P_L = Bir lastiğin gelen dinamik yük (N)

Şekil 3.4’ te farklı lastik desenlerinden görüldüğü gibi her tür arazi şartları için özel olarak tasarlanmış desenler mevcuttur. Bu desenleri kullanmak bize daha fazla çevre kuvveti ve moment sağlar.



Şekil 4.4 Traktör lastiği taban desenleri

Lastiğe gelen dinamik yük, dinamik dingil yüküne bağlı olmaktadır. Dinamik dingil yükü ise, traktör ağırlığından arka dingile gelen yük, ek ağırlıklar, lastiğe doldurulan su, ekipmandan gelen ağırlık ve çalışma sırasında ön dingilden arka dingile olan ağırlık transferlerinden oluşmaktadır.

4.6 Tekerlek Çevre Kuvvetinin Belirlenmesi

Tekerlek çevre kuvveti, belli bir yüksekliği bulunan tekerleğin zeminde çeki kuvvetinin oluşturmasını sağlar. Bu arada yürüme direnci de tekerlek çevre kuvveti tarafından yenilmektedir. Yürüme direnci ile tekerlek çevre kuvveti aynı eksen üzerinde fakat birbirine ters yönde etki yapmaktadır. Bu durumda:

$$U - W_f - Z = 0 \quad (3.36)$$

Eşitliği genel denklemimizdir. Çeki kuvveti oluşmadığı durumda yani $Z = 0$

$$U = W_f = G_{ad} \cdot f_r$$

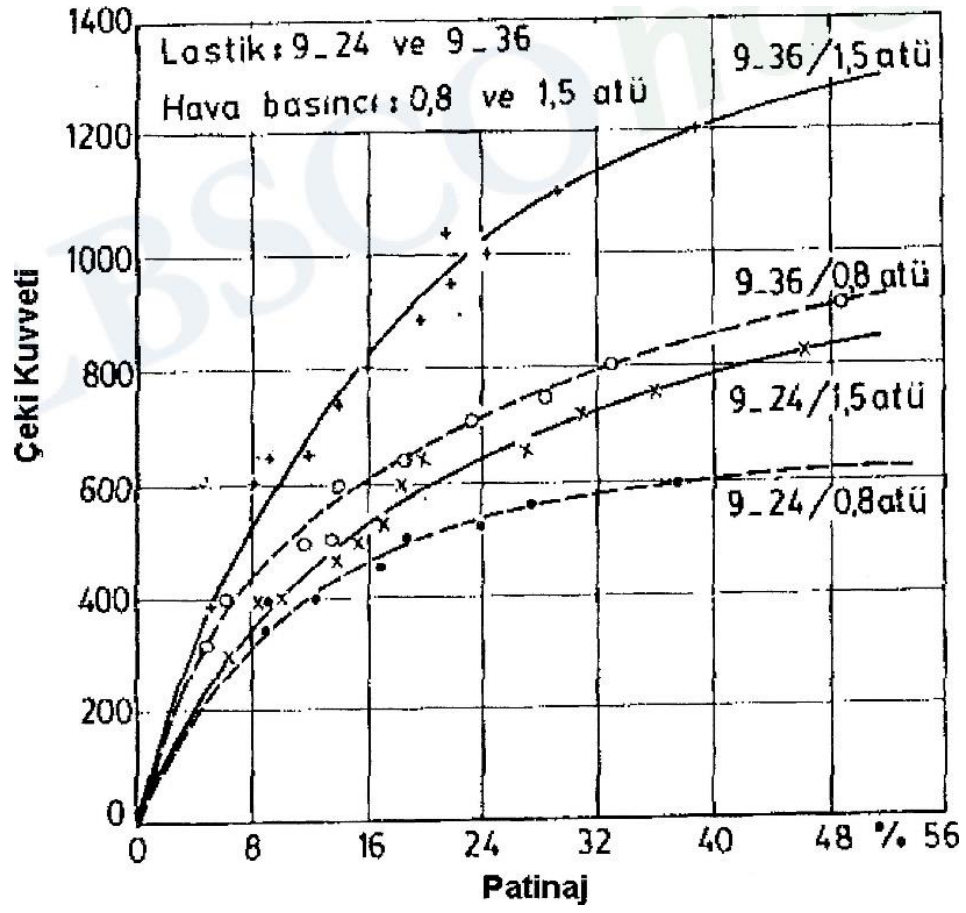
Yukarıdaki denklemde G_{ad} ile tanımlanan dinamik arka dingil yükü, traktörlerde çoğunlukla dingiller arasında belirli ağırlık dağılımlarını ifade eder ve bu dağılımlardan en çok kullanılanı Şekil 4.5’ te gösterilmiştir.



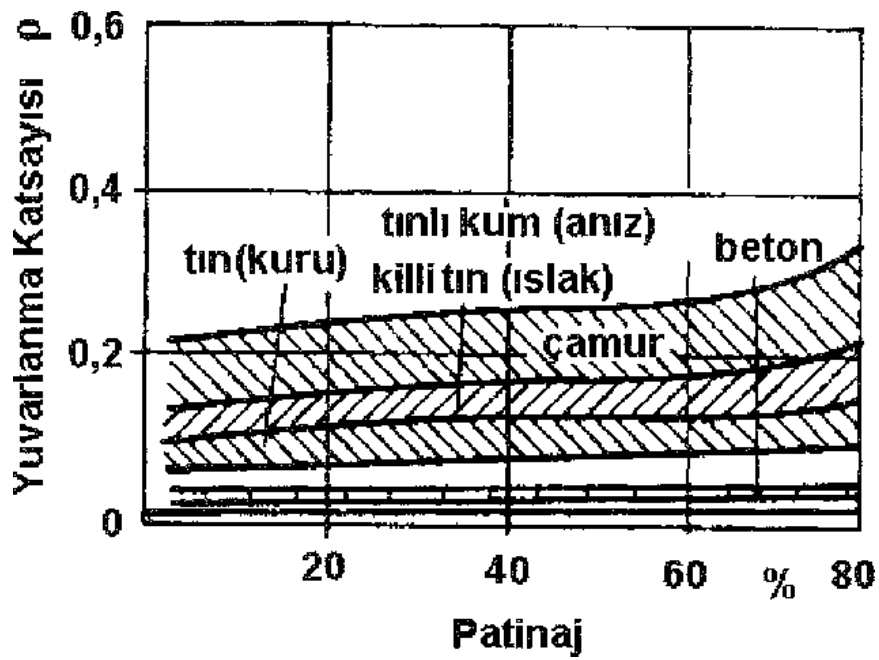
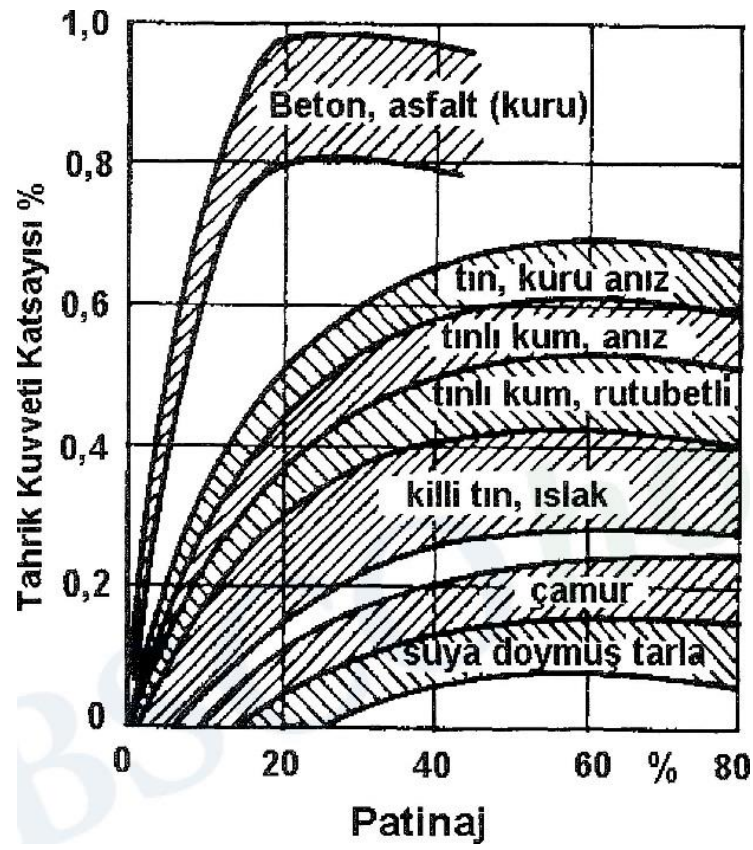
Şekil 4.5 Traktör dingil ağırlık oranları

Traktörün güç üreten ünitesinin torkı ne kadar çok olursa olsun, traktörün toprağa aktarabileceği tork değeri ve kuvveti tekerlek çevre kuvveti kadardır. Bu kuvvet artırılabilirse zemine uygulanan kuvvet ve tork değeri artacaktır ve dolayısıyla çeki kuvveti artacak ve iş yapabilme kabiliyeti artacaktır. Traktörün motorunda üretilen ve aktarma organları tarafından tekerleklerle kadar artırılarak getirilen moment, tekerlek çevre kuvvetinin oluşturduğu momentten büyük ise , tekerlek patinaj durumuna geçmeye başlar ve en fazla tekerlek çevre momenti kadarını zemine iletebilir. Tekerlek çevre kuvveti ve momentini artırmak için :

- a. Traktörün tahrik tekerleğinin içine su doldurmak
- b. Traktöre ek ağırlıklar bağlamak
- c. Dört tekerlek aktarma sistemi kullanmak
- d. Lastik iz genişliği verimli lastik deseni kullanmak
- e. Büyük ebat lastik kullanmak.



Şekil 4.6 Farklı lastik ebatlarında ve lastik basınçlarında çeki kuvvetleri[1]



Şekil 4.7 Zeminin tahrik kuvveti ve yuvarlanma direnci katsayılarına etkisi [1]

Tahrik kuvveti katsayısı (traksiyon katsayısı) üzerine toprağın etkisi Şekil 4.6'de gösterilmiştir. En yüksek tahrik kuvveti katsayısı beton üzerinde elde edilmektedir. Tarım topraklarında elde edilen tahrik kuvveti katsayısı betondakinin çok altındadır.

Yaş ve çamurlu topraklarda tahrik kuvveti katsayısı çok daha düşüktür.

Bundan başka patinaj arttıkça belirli bir limite kadar tahrik kuvveti katsayısında artış gözlenmektedir. Büyük patinaj değerlerinde toprak- lastik arasındaki kaymadan dolayı tahrik kuvveti katsayısı düşmektedir.

Benzer tarzda yuvarlanma direnci katsayısı tarım topraklarında artan temas alanı ile artmaktadır, çünkü iz oluşumunun yuvarlanma direnci üzerindeki payı büyüktür. Burada da büyük çaplı lastiğin ve düşük hava basıncının etkisi vardır. Patinajın yuvarlanma direnci katsayısı üzerindeki etkisi azdır (Şekil 4.7).

BÖLÜM 5

TRAKTÖR GÜCÜ

Traktör motoru tarafından üretilen güç ve moment tahrik tekerleğinde verimli iş haline gelene kadar bazı kayıplara uğradığı bilinmektedir. Esasında faydalı güç, yani yararlanılan güç çeki gücü ile kuyruk milinden alınan güçtür. Efektif motor gücünün faydalı güce yani çeki ve/veya kuyruk mili gücüne dönüşüncüye kadar hangi aşamalarda enerji kaybına uğradığının bilinmesi traktörün güç çizelgesinin çıkarılmasında yardımcı olmaktadır, ayrıca traktörün enerjisini verimli kullanmamızda önemlidir. Bu güç kaybedilen unsurların neler olduğunu aşağıdaki incelenmiştir.

$$P_e = P_{\text{ç}} + P_k + P_y + P_p + P_g + P_m + P_b + P_h \quad (5.1)$$

Yukarıdaki denklemdeki parametreler,

- P_e : Effektif motor gücü (kW)
- $P_{\text{ç}}$: Çeki gücü (kW)
- P_k : Kuyruk mili (PTO) gücü (kW)
- P_y : Yürüme direnci gücü (kW)
- P_p : Patinaj kaybı gücü (kW)
- P_g : Transmisyon kayıp gücü (kW)
- P_m : Meyil çıkma gücü (kW)
- P_b : İvmelenme atalet kayıp gücü (kW)
- P_h : Hava direnci gücü (kW)

5.1 Çeki Gücü

Traktörün çeki aparatındaki gücüdür. Normal çeki gücü:

$$P_{\text{ç}} = (Z \cdot v_f) / 1000 \quad (5.2)$$

- Z : Çeki kuvveti (N)

v_f : Yürüme hızı (m/s)

5.2 Kuyruk Mili (PTO) Gücü

Traktörün kuyruk milinden ekipmanları çalıştırabilmek için güç alınmaktadır. Bu güç traktörün toplam çeki gücünün %55-60 oluşturmaktadır. Teknolojinin ilerlemesi ve ekipmanların verimliliğinin artmasıyla bu oran artırılmıştır.

Ekipman için gerekli güç:

$$P_k = (M_{tk} \cdot n_k) / 9550 \quad (\text{kW}) \quad (5.3)$$

$$M_{tk} = \text{Ekipman için gerekli dönme momenti} \quad (\text{Nm})$$

$$n_k = \text{Kuyruk mili devir sayısı} \quad (\text{d/min})$$

5.3 Yürüme Direnci Gücü

Traktörün tekerlekleri veya paletleri ile zemin arasındaki sürtünmelerin ve aks yataklarındaki sürtünmelerin yenilmesi için kullanılmaktadır.

Yürüme direnci gücü:

$$P_y = (G \cdot f_r \cdot V_f) / 3600 \quad (\text{kW}) \quad (5.4)$$

$$G : \text{Traktör ağırlık kuvveti (N)}$$

$$v_f : \text{Yürüme hızı (km/h)}$$

$$f_r : \text{Yürüme direnci katsayısı}$$

Yürüme direnci katsayısı toprak ile tekerlek temas alanı büyüdükçe azalır, çünkü toprakla tekerlek oluşumunda yuvarlanma direncinin payı büyüktür. Büyük tekerlek düşük hava basıncı daha uygundur. Tablo 4.1' de farklı zeminlerdeki yürüme direnci katsayıları bulunmaktadır.

5.4 Patinaj Kayıp Gücü

Traktör çalışma sırasında zemine aktarabileceği gücün fazlasını ürettiği zaman patinaja başlar ve güç kaybeder. Bu güç,

$$P_p = [U \cdot (V - V_f)] / 3600 \quad (5.5)$$

Bağıntısıyla hesaplanır. Burada ,

- P_p : Patinaj kayıp gücü (kW)
 U : Tekerlek çevre kuvveti (N)
 v : Teorik yürüme hızı (km/h)
 v_f : Gerçek yürüme hızı (km/h)

5.5 Transmisyon Kayıp Gücü

Transmisyon sistemindeki kayıplar yatak ve dişli sürtünmeleri, dişlilerin yağlama yağına çarpmaları, yağlama yağının sirkülasyon dirençleri, yağ vizkozitesinin neden olduğu dirençler sonucu ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle tekerlek aksına ulaşan güç efektif motor gücünden küçüktür. Transmisyon verimini p_{trans} ile gösterirsek tekerlek aks gücü;

$$P_g = P_e \cdot \eta_g \quad (5.6)$$

bağlantısıyla hesaplanır. Bu bağlantıda,

- P_g : Transmisyon kayıp gücü (kW)
 P_e : Effektiv motor gücü (kW)
 η_g : Transmisyonverimi (0.85...0.90)

5.6 Meyil Çıkma Gücü

Traktör meyilli bir arazide çalışırken meyil açıcından dolayı oluşan bir kuvvete maruz kalır ve bu kuvveti yenmek zorundadır. Bu kuvvet meyil açısı (α) ve traktörün ağırlığına (G) bağlıdır. Bu kuvvetten dolayı oluşan güç,

$$P_m = (G \cdot \sin(\alpha) \cdot V_f) / 3600 \text{ (kW)} \quad (5.7)$$

- v_f : Gerçek yürüme hızı (km/h)
 G : Traktör ağırlık kuvveti (N)
 α : Meyil açısı

5.7 Meyil Çıkma Gücü

Traktörün ilk hareketini gerçekleştirebilmesi veya harekethalinde iken hızını artırabilmesi için gerekli olan güçtür. Aşağıdaki formülle bulunur,

$$P_b = 1,2 \cdot G \cdot a_i \cdot V_f \text{ (kW)} \quad (5.8)$$

G : Traktör ağırlık kuvveti (N)
v_f : Gerçek yürüme hızı(km/h)
a_i : Traktörün ivmesi(m/s²)

5.8 Traktörlerde Verim

Traktörlerin toplam verimi η_t ,

$$\eta_t = (P_{\text{ç}} + \Sigma P_k) / P_e \quad (5.9)$$

olmaktadır. Bu formülde,

P_ç: Çeki gücü (kW)

P_k: Traktöre bağlı ekipmanlardan alınan iş gücü (kW)

P_e : Effektif motor gücü (kW)

Traktör verimi yüksek olabilmesi için ekipmanlardan alınan gücün yüksek olması gerekir. Düşük traktör hızlarında ve yüksek çeki kuvveti koşullarında patinaj kayıp gücü, yüksek traktör hızlarında yürüme direnci gücü yüksek oluşmaktadır.

TRAKTÖR GÜÇ AKTARMA ORGANLARI

6.1 Güç Aktarma Sistemi Esasları

Traktör motoru ile tahrik tekerlekleri arasında bulunan tüm sistemlere güç aktarma (transmisyon) sistemi adı verilmektedir. Güç aktarma sistemleri traktörün motoru kadar önemlidir, traktör motorlarının sınırlı devir bandında gerekli gücü bu sistemler aracılığıyla ulaştırır. Bu sistemler, kavrama, vites kutusu, takviye kutusu, diferansiyel, son redüksiyon dişli kutusu, kuyruk milinden (PTO) oluşmaktadır. Bu güç iletme sistemleri,

- Mekanik
- Hidrostatik
- Hidrodinamik ve mekanik birlikte konbinasyonu
- Elektirkli
- Hibrit

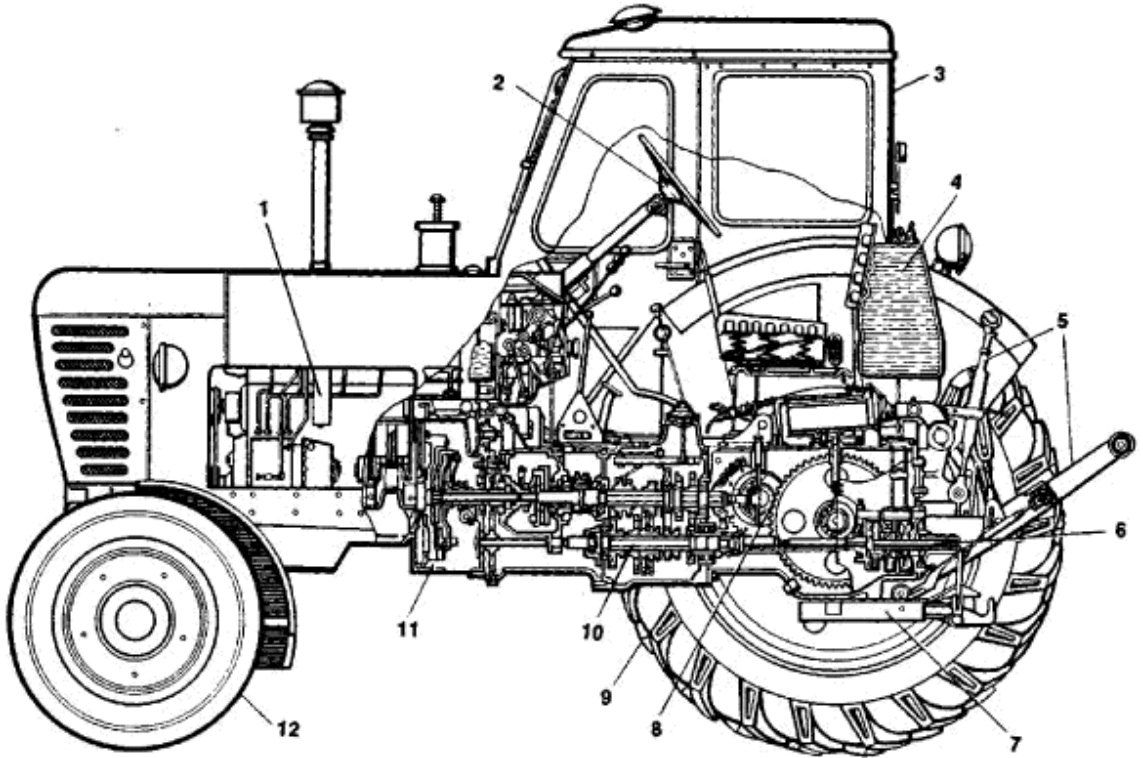
sistemlerinden oluşabilir.

Şekil 6.1 ve Şekil 6.2’ de temel ve gelişen teknolojiyle üretilmiş güç aktarma sistemleri gösterilmiştir. Traktör güç aktarma sisteminin temel görevi sıralanmıştır,

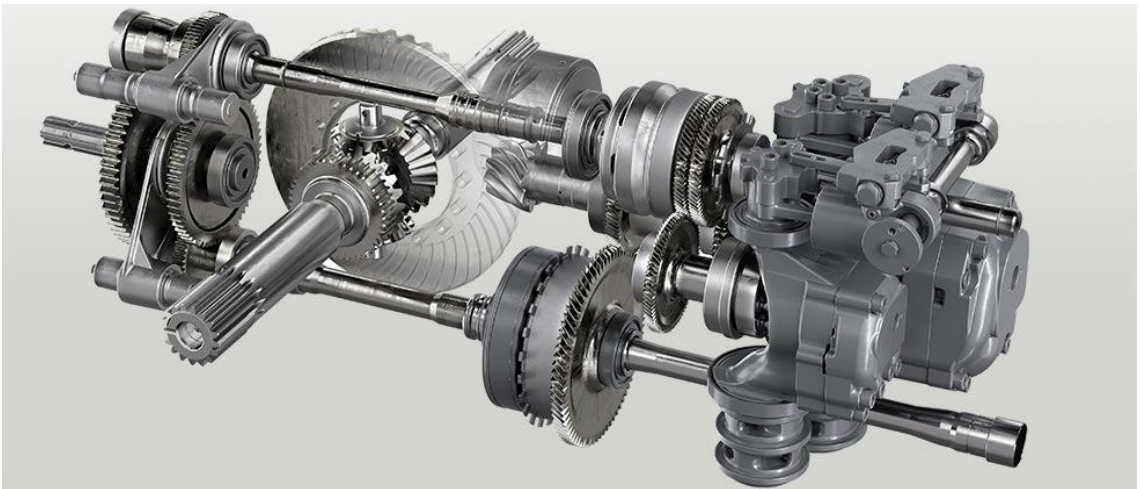
- Motor ile tekerlekler arasındaki bağlantıyı gerektiğinde kesebilmesi
- Motor gücünü ve momentini tekerlekleredüzgün, darbesiz, sessiz aktarmak
- Motor devir sayısını ve döndürme momentini tahrik tekerleğinde yapılması düşünülen işin gerektiği devir sayısı ve momente kademeli olarak dönüştürmek
- Kavrama vasıtasıyla ve uygun bir çevrim oranı (transmisyon oranı) seçmekle traktör ilerleme hızını kontrol altında tutabilmek
- Motorun kareketini 90° veya uygun bir açıyla tekerleklerle iletebilmesi

- Traktöre gerektiğinde geri hareketini sağlanması
- Traktöre bağlanan ekipmanlara gerekli gücü sağlamak

Güç aktarma mekanizmalarının bu işlevleri yerine getirebilmesi için artan oranda elektronik ve elektro-hidrolik mekanizmalar sisteme eklenmektedir. Traktörün çok geniş kullanım alanına sahip olması nedeni ile güç aktarma sisteminden hız kademelendirilmesi, kuyruk mili tahriki, emniyet ve onarım açısından bir dizi istekleri yerine getirmesi beklenir.



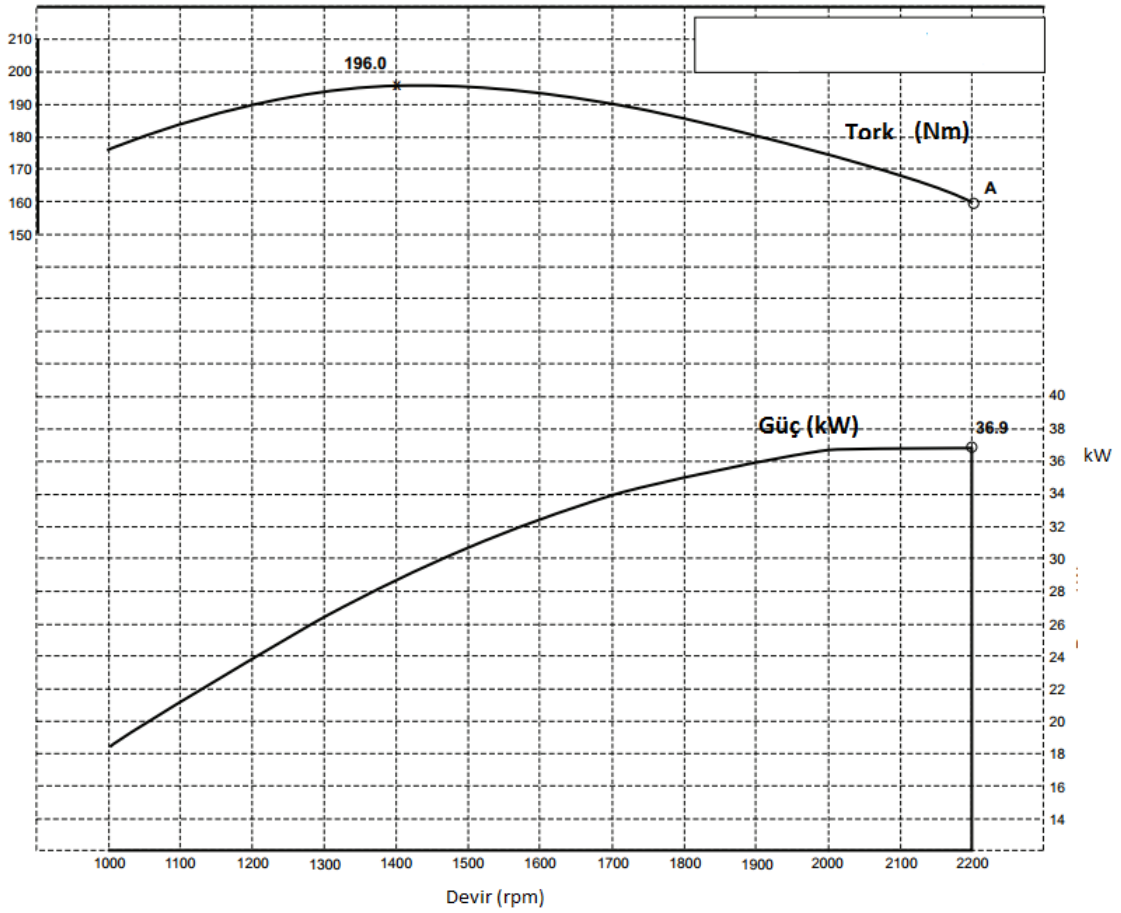
Şekil 6.1 Traktör güç aktarma organları temel şeması



Şekil 6.2 FENDT 300 gelişmiş güç aktarma sistemleri

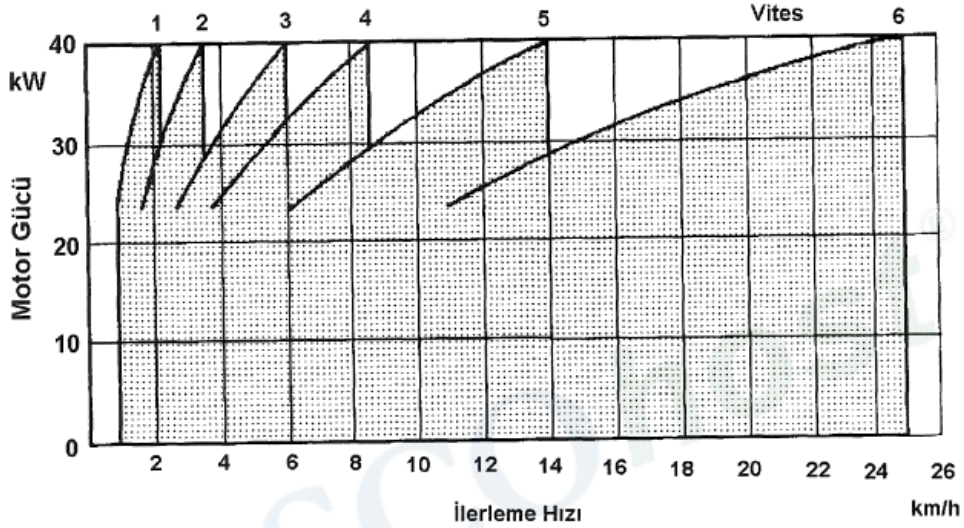
6.2 Motor ile Vites Kutusu Arasındaki İlişkiler

Traktörler tarımsal işlerde çalışırken değişik motor güçlerine ihtiyaç duyarlar ve değişken güç üretirler. Traktörün ürettiği tork ve gücün motorun ürettiği devir sayısı arasında bağlantı vardır. Bu bağlantı bir diyagram eğrileri ile saptanmıştır. Diyagramlar vasıtasıyla motorun hangi devir bandında maksimum tork ve gücün ürettiği tespit edilir ve o devir aralığında traktör kullanılarak minimum yakıt tüketimi ve maksimum verim sağlanır.



Şekil 6.3 PERKİNS 1103D-33 kodlu motorun karakteristik diyagramı[6]

Şekil 6.3'te Perkins 1103D-33 kodlu motorun motor karakteristik diyagramında devir, güç, tork ilişkisini bakımından incelendiğinde maksimum torku 1400 d/dk elde edilmektedir ve bu devirden sonra motorun ürettiği torkta azalma görülmektedir. Diyagramı devir – güç ilişkisi bakımından incelendiğinde devir arttıkça daha çok güç alınabildiği ve maksimum gücü 2200 d/dk da oluştuğu görülmektedir.



Şekil 6.4 6 vitesli bir dişli kutusunda ilerleme hızına göre güç eğrileri [1]

Diyagramların değişiminden görüleceği üzere her vitede ulaşılan maksimum güç bu vitesin son hız değerinde elde edilebilmektedir. Sürücü traktörü düz yolda herhangi bir römork çekmezken 5.viteste örneğin 14 km/h'lik hıza vites değiştirmeye lüzum kalmaksızın hızlanabilir. Traktör kendinden ağır bir römork çektiği zaman traktör 5.viteste ürettiği güçle makul olan bir sürede 14 km/h hıza çıkaramaz. Şekil 6.4' de testere dişi şeklindeki eğrilerde boşluklar göze çarpmaktadır. Taranmamış kısımlar güç yetersizliği olan bölgelerdir. Bu bölgelerde düşük devir sayısı nedeniyle motor tam gücünü verememektedir. Bu alana girmek, traktörü verimsiz alandan kurtarmak için vites sayısı arttırmak bu bölgeleri küçültüp azaltacaktır. Güncel traktörlerde 4...6 kademeli ana vites kutusu yanında 2...4 kademeli takviye vites kutusunun da bulunmasıyla bu verimsiz alanlardan uzak durulması sağlanmıştır.

6.3 Kavramalar

Kavramalar motor ve vites kutusu arasında çözülebilen bir bağlantı sağlamaktadır. Traktörler motorları çalışma prensiplerinden dolayı, harekete edebilmesi için belli bir devire ulaşması ve güç üretmesi gerekir. Bu devir sayısına ulaşıncaya kadar motordan vites kutusuyla iletiminin kesilmesi gerekir. Bu nedenle motorla hız kutusu arasında çözülebilen bir bağlantının bulunması gerekmektedir. Kavramanın aktarma organlarına güç girişi sağlaması yanında traktöre farklı ilerleme hızlarının kazandırılmasında da görevi vardır. Ayrıca kavrama tahrik tekerleklerinin darbeleri çalışmalara maruz kalması halinde motor ve aktarma organları arasında bir emniyet elemanı olarak da görev yapar.

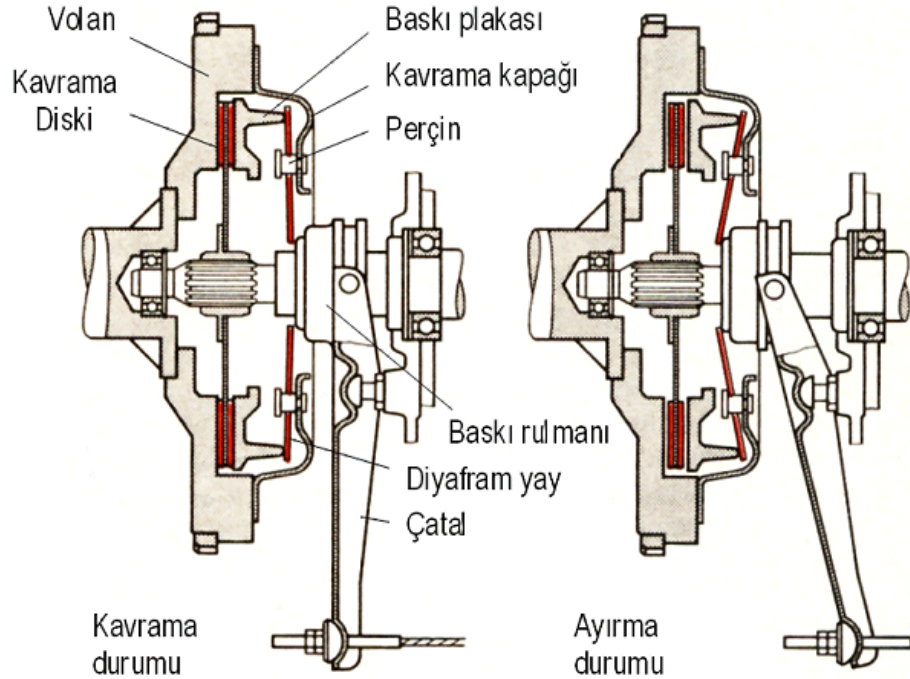
Traktörlerde mekanik veya hidrolik kavramalar kullanılmaktadır.

6.3.1 Mekanik Kavramalar

Mekanik kavramalar, dönme momentinin sürtünme kuvveti vasıtasıyla iletilen kavrama tipleridir. Bu kavrama tipinde iki metal yüzey arasında sürtünmeyi artırmak için balata malzemesi konulmuş diskin, karşı diski sıkıştırarak moment iletir. Mekanik kavramaların zamanla gelişiminde konik kavramalar, çok plakalı metal kavramalar, tek veya çok diskli balatalı kavramalar seviyelerine gelinmiştir. Konik ve metal kavramalar iki metal yüzeyin birbiryle çalışmasından malzeme aşınması fazla ve moment iletimi az olduğundan tercih edilen kavrama modelleri değildirler. Günümüz traktörlerinde tek diskli ve çok diskli kavramalar kullanılmaktadır, Metal yüzeylerine balata malzemesi çakılmış kavramaların birisi motor volanının, diğeri de baskı balatasının iç yüzeyidir.

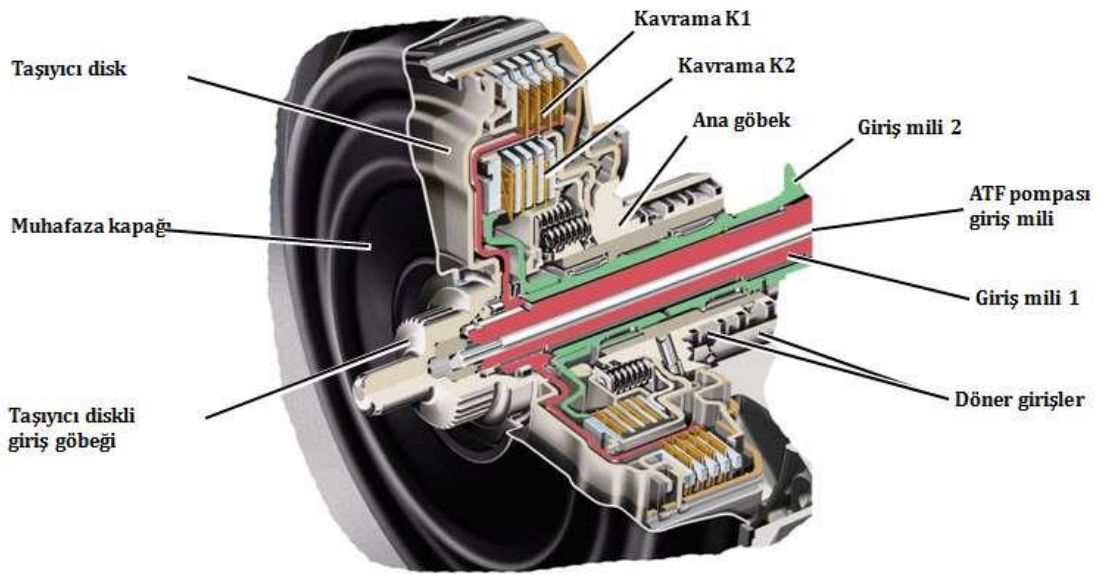
Volan ve baskı diski birbirine sökülebilen elemanlar ile bağlanarak rijit bir şekilde birlikte dönmektedir. Motor krank milindeki döndürme momenti volan, disk ve kamalı mil üzerinden hız kutusuna aktarılmaktadır. Çözücü eleman gerektiğinde sürtünme diskini motor volanından ayırmakta ve böylece güç aktarımı kesilmektedir. Baskı balata genellikle kır döküm veya temper dökümden veya çelik malzemeden imal edilirler.

Şekil 6.5’ te tek diskli kuru tip bir kavrama parçalarıyla incelenmiştir.



Şekil 6.5 Tek diskli kuru tip kavrama ve parçaları

Tek diskli kavramaların taşıyacağı dönme momenti, disk sayısı ve çapı ile doğru orantılı artmaktadır. Disk çapını artırmak traktörün tasarımında ve kavrama anındaki çevre hızı sınırlayıcı bir etkidir. Büyük traktörlerde yüksek dönme momentleri iletilmek zorundadır, bu durumlarda tek diskli kavramalar yetersiz kalmış ve çok diskli (lamelli) kavramalar tasarlanmıştır. Şekil 6.6' da çok diskli kavramanın bölümleri incelenmiştir.

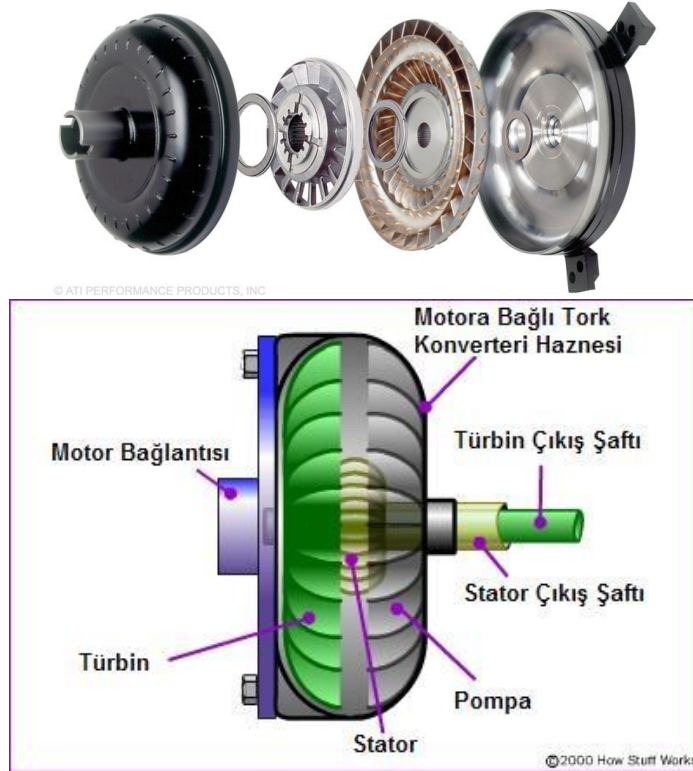


Şekil 6.6 Çok diskli (lamelli) kavrama bölümleri

Çok diskli kavramaların diğer bir kullanım yeri, traktörlerde kuyruk mili değişik yerlerden değişik şekillerde hareket alabilir. Kuyruk milinin hareketini doğrudan motordan aldığı durumda, motorun ana kavramasına ikinci bir disk yerleştirilerek, buradan kuyruk miline hareket alınabilir. Sürücü her iki diski aynı pedalla çalıştırabilir. Pedala yarıya kadar basıldığında yürüme organlarının hareketi kesilmekte, sonuna kadar basıldığında da kuyruk milinin hareket iletimi kesilir.

6.3.2 Hidrolik Kavramalar

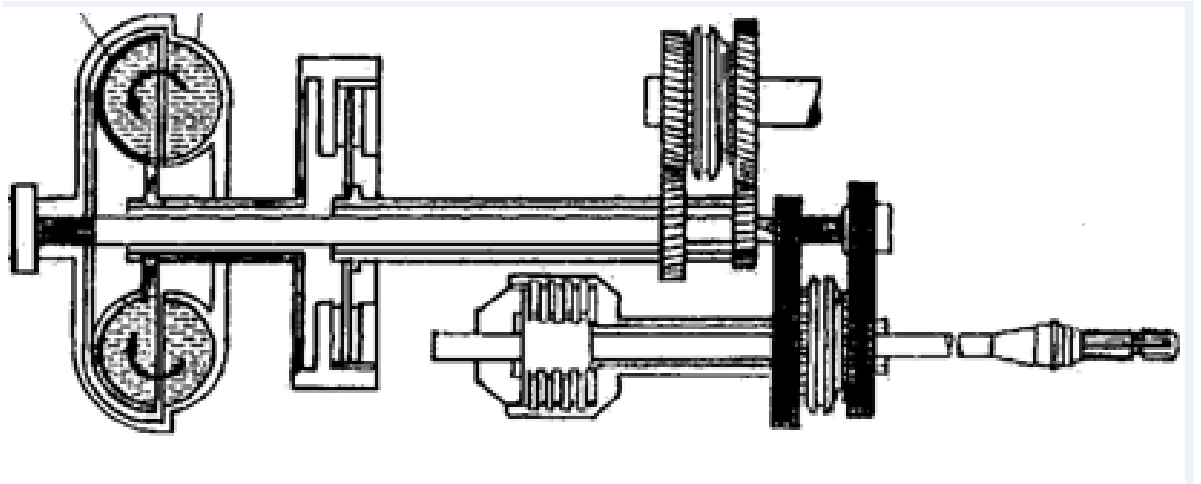
Hidrolik kavramalar, hidrodinamik ve hidrostatik yapıda değişik şekillerde uygulanmaktadır. Traktörlerde motoru ve tahrik organlarını titreşimlerden, darbelerden ve aşırı yüklenmelerden korumak amacı ile bağımsız olarak veya mekanik kavrama ile birlikte hidrodinamik kavramalar kullanılmaktadır. Bu kavramada kapalı bir halka oluşturabilen iki adet fan vardır. Fanlardan birisi motor ana miline diğeri de vites kutusu giriş miline bağlıdır. Motor miline bağlı olana pompa, vites kutusuna bağlı olana türbin denilmektedir. Motordan aldığı hareketle dönmeye başlayan fan çarkları bir pompa gibi davranır, Pompanın dönmesiyle içindeki sıvı merkezkaç kuvveti etkisiyle dışa doğru itilmekte ve buradan türbin kısmına geçmektedir. Türbin kısmında kinetik enerjisini türbin çarkına veren akışkan içeriye doğru kaymakta ve buradan tekrar pompa kısmına geçmektedir. Enerji iletimi sadece akışkan tarafından yerine getirilmektedir ve balatalar gibi aşınan parçalar yoktur. Momentin iletimi için türbin ile pompa arasında bir hız farkının olması gerekmektedir. Kaymasız akışkan sirkülasyonu olamaz ve güç iletilemez. Pompa devir sayısı n_1 , türbin devir sayısı n_2 olursa momentin iletimi için $n_2 < n_1$ olmalıdır. Şekil 6.7' de hidrolik kavrama ve bölümleri gösteri



Şekil 6.7 Hidrolik kavrama ve bölümleri

Hidrolik kavramalarda verim % 96..98 mertebelerine çıkmaktadır. Motor devri azaldıkça verim düşer ve rölanti devrine geldiğinde verim % 0 olur yani kavrama güç iletmez. Motor devri artıkça moment iletimi başlamakta ve kayıp güç ısıya dönüşerek kavrama gövdesi ya da akışkan vasıtasıyla havaya veya soğutma sistemine aktarılmaktadır.

Hidrolik kavramalar, sürücü hatalarının vites kutusuna etkilemesini ve motorun aşırı zorlanmalar karşısında zarar görmesini engeller. Sürücü için rahat ve dengeli çalışma ortamı sağlar. Hidrodinamik kavramalarda tork iletiminde belirli devir sayısına gelene kadar gecikme olduğundan, mekanik ve hidrodinamik kavramaların birlikte kullanılması durumuna geçilmiştir. Böylece mekanik kavramanın seri kalkış hızıyla, hidrolik kavramanın sertintisiz ve konforlu sürüş özellikleri birleştirilmiştir. Şekil 6.8’de hidrodinamik ve mekanik kavramanın birlikte kullanılmasına bir örnektir.



Şekil 6.8 Hidrodinamik ve mekanik kavrama birlikte kullanılması[1]

6.4 Vites Kutuları

Tarımda kullanılan modern traktörler çok geniş hız skalasında çalışmaktadır. Tarlada 0,3 km/h ile pulluk çekerken, 2 saat sonra tarlada işi bittikten sonra 30 km/h hızla asfaltta römork çekebilmek için tasarlanırlar. Hız gereksinimlerinden anlaşılacağı gibi ilk ve son hız arasında neredeyse 100 kat bir fark vardır. Bu geniş hız aralığına traktörler ancak çok sayıda vites kademesiyle ulaşabilir ve traktörün motorunun ölü devir noktalarına girmesi engellenir(Şekil 6.4).

Tarımsal işlerde kullanılan hızları aşağıdaki gibi sıralandırabiliriz,

- 3km/h altında yapılan, ekim, çapalama, fideleme işleri.

- 3 – 12 km/h arasında yapılan yavaş ve orta hız gerektiren, ekim, bakım, hasat makinalarını işleri gibi arazide yapılan çoğu iş bu gruba girer.
- 12 km/h üzerinde gerçekleştirilen taşıma ve çok hafif arazi işleri.

Motorda üretilen moment kavramada hiç değişikliğe uğramadan vites kutusuna iletilir ve burada devir sayısı ve dönme momenti ihtiyaca göre değiştirilir. Genellikle vites kutuları aşağıdaki gibi sıralanır:

1. Kademeli vites kutuları

1.1. Kuvvet kesintili vites kutuları

- a) Kayar temaslı vites kutuları
- b) Tırnaklı kavramalı vites kutuları
- c) Senkromeçli vites kutuları

1.2. Yük altında devreye giren vites kutuları

2. Kademesiz vites kutuları

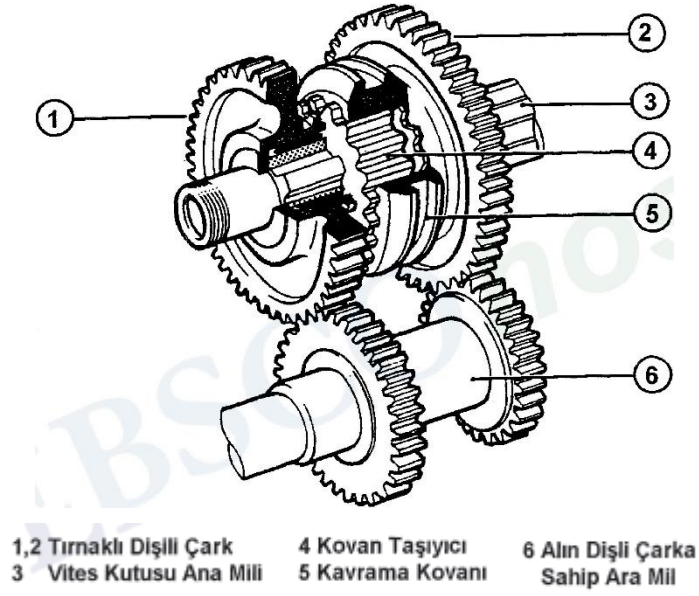
6.4.1 Kademeli Vites Kutuları

6.4.1.1 Kayar Temaslı Vites Kutuları

Vites kutusu içindeki dişliler birbiriyle sürekli temas halinde değildir. Gerekli vites geçilmek istenildiği zaman vites kolları vasıtasıyla miller üzerindeki dişliler kaydırılarak birbirleriyle çalışır durumuna getirilir.

6.4.1.2 Tırnak Kavramalı Vites Kutuları

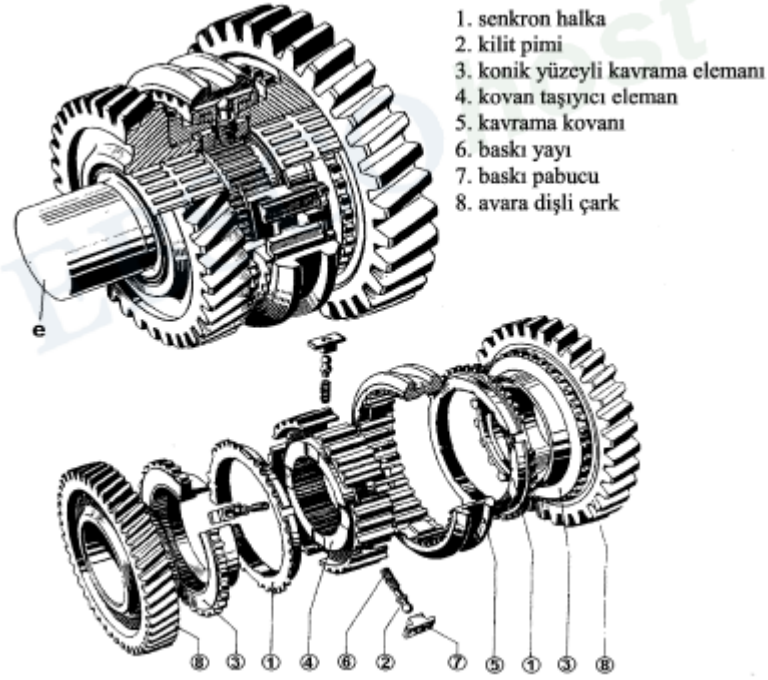
Tırnak kavramalı vites kutuları, kayar temaslı vites kutularına aksine bütün dişliler birbiriyle temas halindedir. Tırnak şekilli dişli ile donatılmış bulunan vites dişlileri transmisyon mili üzerinde serbest dönebilecek şekilde dizilmiştir. Arzu edilen vites dişlisinin devreye sokulması için mile kamalı olan kavrama kovanının yana sürülmesi yeterlidir



Şekil 6.9 Tırnak kavramalı vites kutusu[1]

6.4.1.3 Senkromeçli Vites Kutuları

Kayar temaslı hız kutusunda vites değiştirme esnasında dişlilere zarar gelmemesi ve daimi temaslı dişli kutularında kavrama kovanının kolaylıkla şekil bağlantısına geçmesi için senkromeç yapı denilen özel bir mekanizma tasarlanmıştır. Birbirine bağlanacak her iki dişli çarkın yaklaşık eşit hıza sahip olması gerekmektedir. Eğer birbirini kavrayacak dişliler farklı hızla dönüyorlarsa, vites değiştirmede dişli çifti zarar görebilir. Senkromeçler, iki dişli arasında bir şekil bağlantısı kurmadan önce kuvvet bağlantısı kurmak ve dişli çiftinin hızlarını eşit olmasını sağlamak ve bunun arkasından bağlantıyı gerçekleştirmektir.



Şekil 6.10 Senkromeç tertibatlı vites kutusu ve parçaları[1]

Senkromeç sisteminin faydalı yönleri,

- Ara parçalarda çapın küçük olması nedeniyle çevre hızının düşük olması vites değiştirmeyi kolaylaştırır.
- Kavrama ve ayırmada aşınmalar olmadığından dişliler daha dar yapılabilmektedir ve dişliler kullanım süreleri uzamıştır.
- Gürültüsüz çalışan ve yerden tutum sağlayan eğik veya helisel dişliler sistemde kullanılabilir.

Sistemin bazı noktalarda dezavantajları vardır,

- Tüm eş dişliler sürekli kavradığı için, tesir etkisi daha azdır
- Parça sayısı diğer vites kutusu sistemlerine göre fazladır bu da maliyeti etkiler.

6.4.1.4 Yük Altında Devreye Giren Vites Kutuları

Güç iletimine ara vermeden ve motor devir sayısını değiştirmeden, hareket hızını düzenlemeyi mümkün kılan vites kutusunun traktöre yerleştirilmesi sonucu, iş emniyeti, alet ve makinelerin uygun hızda çalışmaları, motor gücünden tam ve ekonomik olarak yararlanılması sağlanmıştır. Son yıllarda daha da geliştirilen yük altında devreye giren hız kutuları sayesinde traktörü durdurmadan ilerleme hareketini ters yöne çevirmek

mümkün olmaktadır. Bir çevrim oranından diğerine atlamak, yani bir vitesten diğerine güç iletimini kesmeden geçmek mümkündür. Hâlbuki bilindiği gibi normal vites kutulannda hız değiştirmek için güç akımını durdurmak, yani kavrama ile motordan genel hareketi kesmek ve ancak ondan sonra istenilen vitesi seçmek gerekir. Bu uygulamalar yüksek hızlarda kesintisiz yapılabilmektedir, ancak traktörlerde yavaş hızlarda çalıştığı ve kavrama etkinleştiği zaman traktör durduğu için, tarlada iş verimi olumsuz etkiler ve sürücüyü gereğinden fazla yorar ve taşıma işleri sırasında, iniş ve çıkışlarda vites değiştirmek aracın kontrolünü kaybetmemize yol açabilir. Bu durumda iş sahasında verim kaybına neden olmaktadır.

Yük altında devreye giren vites sistemim üç elemandan oluşur,

1. Planet (Güneş) dişli sistemi
2. Kavrama elemanları
3. Frenleme sistemi

Planet, diğer adıyla gezegen dişli sistemi, gezegenler gibi hem kendi etraflarında hemde güneşin etrafında bir yörüngede dönerler. Planet dişli sisteminde (Şekil 6.11)' de halka dişlisi tam ortaya yerleştirilmiş güneş dişlisi, 3 veya 4 adet planet (uydu) dişlisi ve planetlerin bağlandığı kovandan oluşur. İmalatlarının gittikçe kolaylaşmasından ötürü, planet dişli sistemi makina sanayisinde daha çok kullanılmaya başlanmıştır. Büyük momentlerin ve güçlerin ve yüksek çevirme oranlarının gerçekleştiği sistemlerde kullanılır.



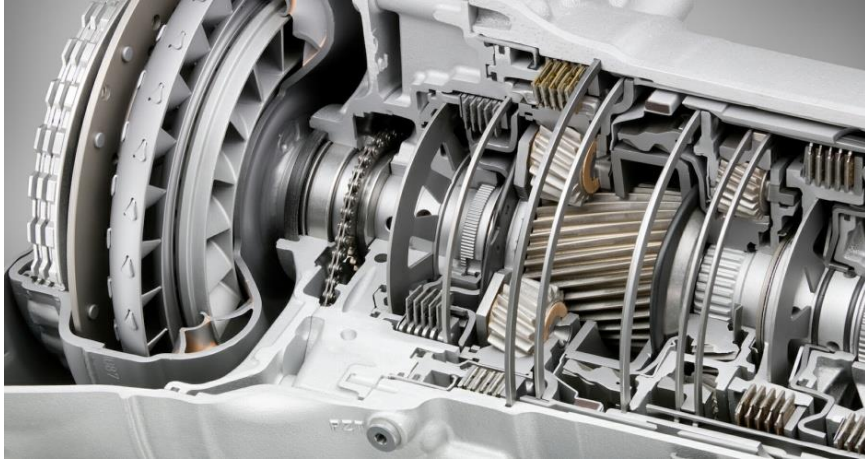
Şekil 6.11 Basit planet mekanizması

Planet dişli sistemi avantajları,

- Ağırlıkları ve boyutları normal mekanizmalara göre küçüktür.
- Normalde tahrik mili ile çıkış mili aynı eksen üzerindedir. İstenilirse eksenler kaydırılabilir.
- Genelde birden fazla planet olduğundan ve iletilen kuvvet için aynı anda çalıştıklarından normal kademedeki dişlilere göre daha küçük modüllüdürler.
- Planet sistemlerinin verimleri, normal dişli sistemlerinden daha yüksektir. Fakat çok büyük çevirim oranlarında verim düşer.
- Güç, moment veya hareket bir kaç yöne dağıtılabilir.

Planet sistemlerinin yapısal bazı dezavantajları bulunmaktadır,

- Yüksek hızlarda merkezkaç kuvvetinden doğan kuvvetler oluşur ve yataklama ve ısınma sorunları oluşur. [1]



Şekil 6.12 Planet dişli sistemli vites kutusu

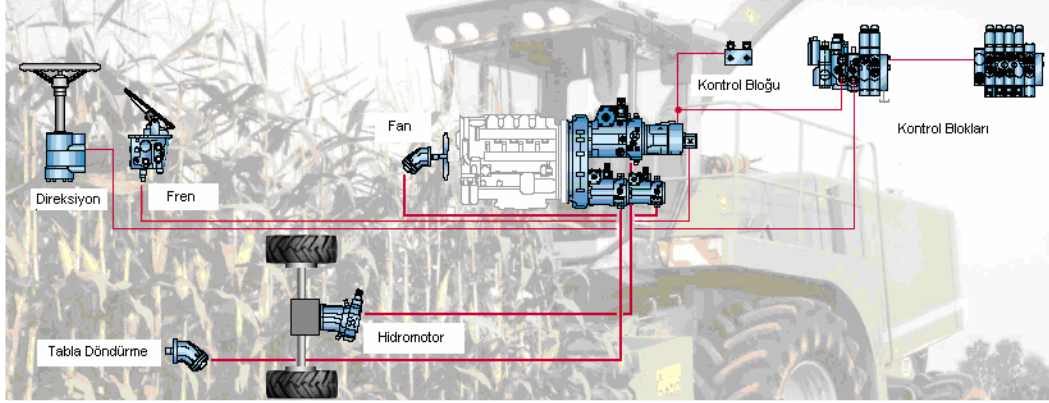
6.4.2 Kademesiz Vites Kutuları

Taşıtın tekerleklerinin hidromotor ile tahrik edilerek güç aktarımı yapılan sistemlerdir. Kademesiz vites kutularıyla traktörün ilerleme hızlarını çok daha iyi ayarlanabilmektedir. Kademeli vites kutularında meydana gelen verimsiz alanlar (güç boşlukları) kademesiz vites kutularında oluşmamaktadır. Kademe çevrimlerini ,

- Mekanik
- Hidrodinamik
- Hidrostatik

olarak yapılmaktadır.

Bu sistemlerde sabit debili veya değişken debili pompa, motor tarafından tahrik edilir ve hidrolik hat boyunca hidrolik güç aktarılır. Hidrolik hat, tahrik tekerleklerinde bulunan hidrolik motora veya hidrolik motor ve vites kutulu hibrit sisteme ulaşır. Hidrolik motor, hidrolik gücü arkasında bulunana dişli mekanizmasına ya da direk olarak tekerleklerle iletir. Hidrostatik tahrik sisteminin yapısal şeması şekil 6.13’ de gösterilmiştir. Hidrostatik sistemlerde gerekli tesir derecesine ulaşmak için hidrolik basıncın yüksek olması gerekir. Bu basınç skalası 100-350 bar arasında olmalıdır.

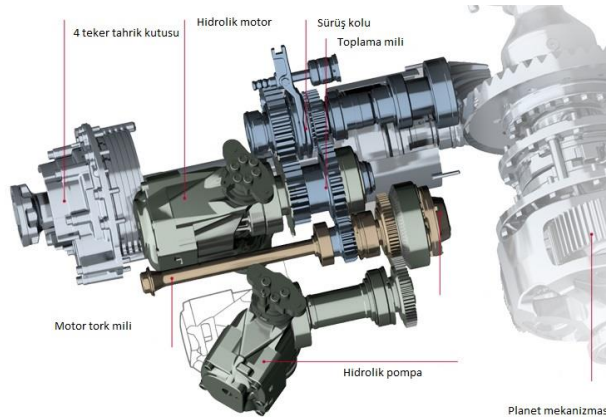


Şekil 6.13 Hidrostatik tahrik yapısal şeması

Hidrostatik sistemlerin bazı sakıncalı yönleride bulunmaktadır,

- Düşük tesir derecesi
- Yüksek imalat, bakım, onarım maliyeti
- Sistemin kayıpları

Hidrostatik tahrik verimini artırmak için, kademeli vites kutusuyla birlikte kullanılmaya başlanılmıştır. Bu hibrit sistemlerde motor gücü iki kola ayrılır, bir kısmı hidrolik sistemlere, diğeri mekanik sisteme aktarılır.



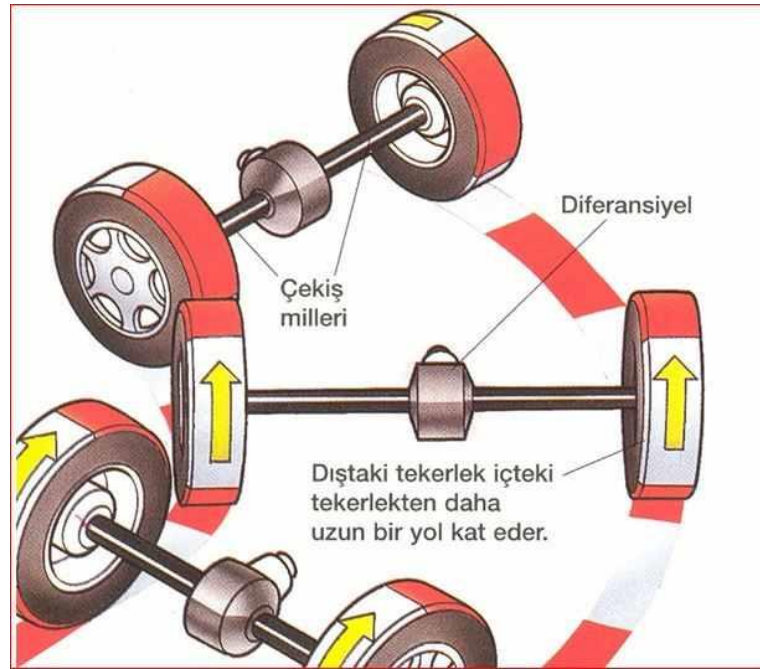
Şekil 6.14 FENDT VARIO hidrostatik ve mekanik tahrik sistemi

6.5 Diferansiyel

Taşıtlarda kullanılan diferansiyelin iki temel görevi vardır.

Vites kutusundan gelen döndürme momentinin değerini ayna- mahruti dişli oranı kadar artırarak, moment eksenini, aksların eksenine ayna ve mahruti dişlileri vasıtasıyla 90° değiştirerek iletilmesidir. Bu nedenle diferansiyele güç dağıtma mekanizması da denilir.

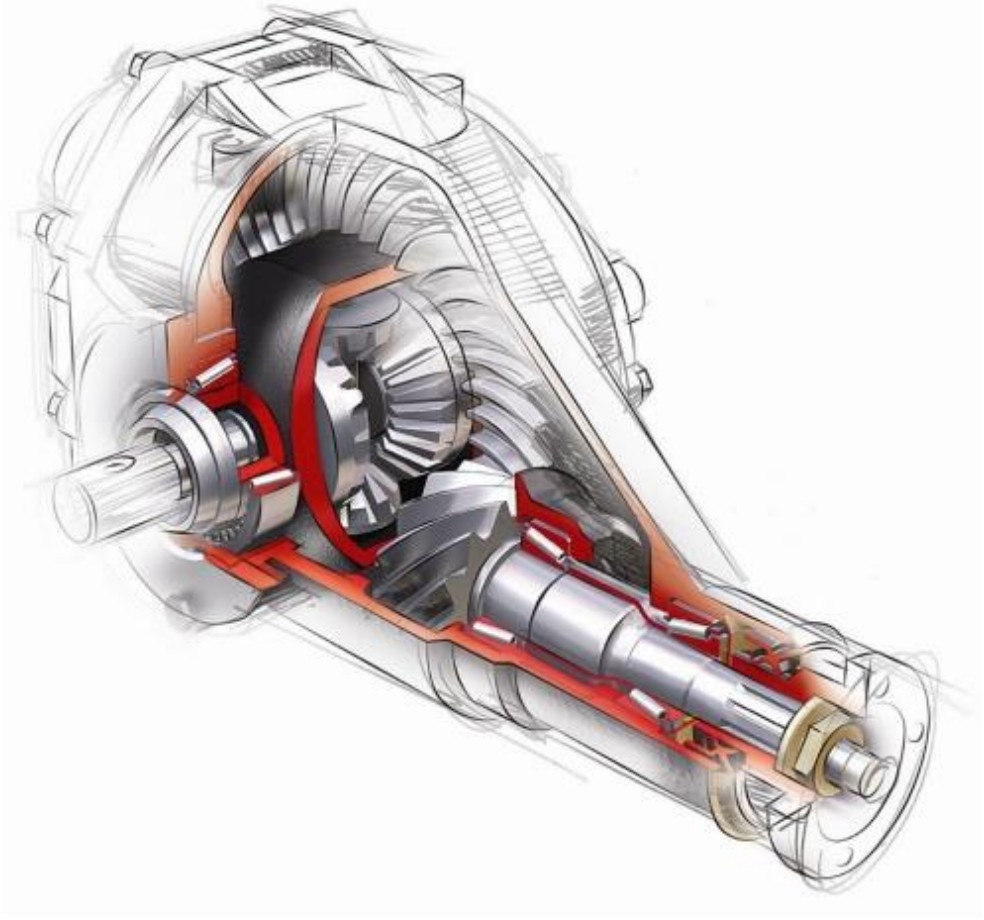
Traktör viraj alırken, tahrik tekerlekler dönme yarıçapları farklı olduğundan, dıştaki tekerlek içtekinе göre daha uzun yol kat eder (Şekil 6.15). Bu nedenle eğer bu fark patinajla giderilmek istenilmiyorsa, virajlarda tekerlekleri birbirinden farklı devir sayılarıyla döndüren bir sisteme ihtiyaç vardır. Bu görevi taşıtlarda diferansiyel yapmaktadır.



Şekil 6.15 Taşıt lastiklerinin virajda aldığı yol

Şekil 4.16 'da diferansiyelin yapısı gösterilmiş ve birbirini kavrayan ayna-mahruti dişli çifti sayesinde hem hız redüksiyonu sağlanmakta hem de şaft doğrultusunda 90° lik bir eksen yönü değişimi sağlanmaktadır. Ayna, dişli mahruti dişliye nazaran daha büyüktür ve diferansiyel gövdesine bağlanmıştır. Diferansiyel gövdesi, diferansiyel kutusuna rulmanlı yataklarla yataklanmıştır. Aks ve istavroz dişlileri diferansiyel gövdesi üzerine yataklandırılmıştır.

Diferansiyelin çalışmasında iki durum söz konusudur. Her iki tahrik tekerleğin aksına gelen kuvvetler eşit olursa, ayna ile mahrukiye iletilen devir sayısı eşit şekilde aks dişlilerine iletilir ve istavroz dişlileri kendi ekseninde dönmezler. Tekerleklerden gelen kuvvetler eşit olmadığında, daha kolay dönebilen diğer aks dişlisi istavroz dişlinin de dönmesiyle daha hızlı dönmeye başlıcağıdır. Diferansiyel böylece lastiklerin daha az aşınmasını ve traktörün savrulmamasını sağlar.



Şekil 6.16 Diferansiyelin yapısı

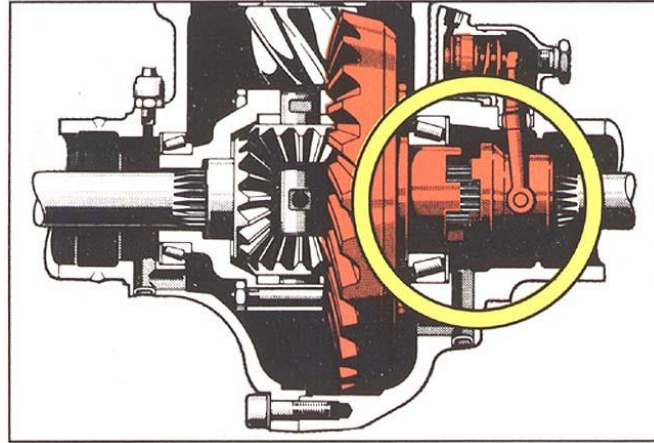
Taşıtlarda tahrik tekerleğin biri patinaja düştüğü zaman, tekerleklerden birisi zemine iyi tutunduğu ve diğerinin de tutnamadığı için taşıtta ilerleme hareketi meydana gelmez. Bu duruma düşmemek için taşıtlarda iki yöntem uygulanır. Traktörün sağ ve sol tekerleklerine ayrı frenleme düzeni koymak ve hangi tekerlek patinaj durumuna girdiyse o tekerleğin frenini aktif ederek ilerleme hareketini sağlamak.

Diğer yöntem, diferansiyel kilidi kullanmaktır. Diferansiyel kilidinin görevi, diferansiyeli kilitleyerek, yani diferansiyel özelliğini etkisiz kılarak, tekerleklerle eşit

güç dağıtımını sağlamaktır. Bu suretle bir tekerlek patinaj yaptığı takdirde diferansiyelin kilitlenmesiyle çeki kaybı önlenmektedir.

Üç tip diferansiyel kilidi vardır:

- Otomatik diferansiyel kilidinde, bir frenleme düzeni yer almaktadır. Aks konik dişlilerinin sağ ve soluna yerleştirilmiş bulunan lamelli frenler, aks konik dişlileri ve diferansiyel gövdesi arasındaki bağıl harekete karşı aktarılan momente bağımlı olarak bir fren etkisi gösterir. Bu frenleme momenti kilitleme etkisi meydana getirir ve tutunması iyi olan tekerlek tarafındaki momenti artırır.
- Hidrolik diferansiyel kilidinde, diferansiyel kilidini aktif etmek için hidrolik yağ basıncından yararlanılır. Basınçlı yağ pistonu lamelli kavramaya karşı bastırır. Lameller ayna dişli yivleri ile karşılaşınca ayna dişli kilitlenirken gövde de çevreden bastırılmak sureti ile pinyon dişliler kilitlenmekte ve diferansiyel etkisi ortadan kalkmaktadır.
- Mekanik diferansiyel kilidi diğerlerine nazaran daha basit yapıdadır. Kilit kolu hareket ettirince çatal döner ve manşonu iter. Bu suretle diferansiyel gövdesinin yivli kısmı manşonun yivli kısmını kavrar. Manşon aks yivli kısmında kaldığı sürece, hem aks hem de gövde bir ünite olarak birlikte dönerler.

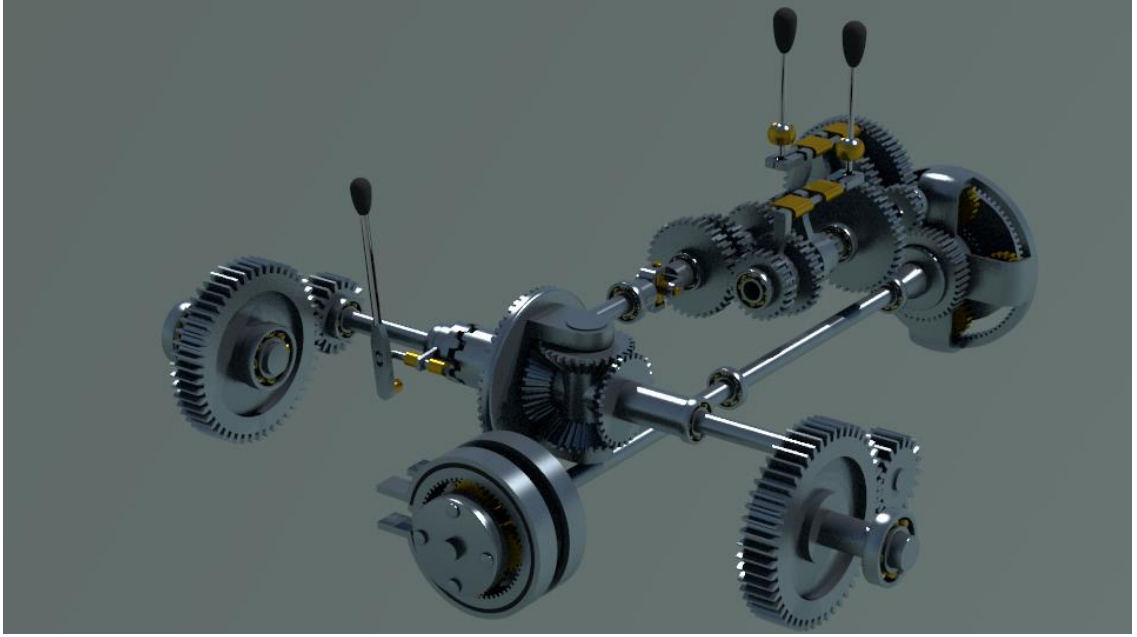


Şekil 6.17 Kilitli diferansiyel mekanizması

Otomatik olarak devreye gürmeyen mekanik veya hidrolik diferansiyel kilitlerde dikkat edilmesi gereken husus, sistem devrede iken yüksek hızlarda virajlara girilmemelidir. Eğer viraja hızlı girilirse, tasitviraj dışına doğru devrilebilir ve diferansiyelin parçaları kırılabilir[1].

6.6 Son Redüksiyon Dişli Mekanizması

Traktörlerde istenilen hıza ve momente ulaşmak için son aktarmanın yapılan kısmıdır. Görevi hızda son bir redüksiyon sağlayarak momentini bir kez daha arttırmaktır. Son redüksiyon hız kutusu da denilen bu dişli mekanizma, diferansiyelden sonra tahrik katarındaki yerini alır ve bu mekanizma sayesinde oldukça büyük çevrim oranlarına ulaşmak mümkündür. Son redüksiyon mekanizması iki kademeli alın dişlileri veya planet dişli mekanizmasıdır. Son yıllarda üretilen traktörlerde kullanılan planet dişli mekanizmasıdır. Diferansiyelden gelen hareket planet dişli mekanizmasının güneş dişlisine gelir. Güneş dişli aks milinin bir parçasıdır ve onunla birlikte döner. Güneş dişli planet dişlileriyle temas halindedir. Planet dişliler ise planet dişli taşıyıcıya monte edilmiştir. Güneş dişli dönünce planet dişlileri içten dişli olan ve hareketsiz duran çember dişli üzerinde yuvarlanmaya zorlanır. Planet dişli taşıyıcı bu durumda güneş dişli ile aynı yönde olmak üzere dönmeye zorlanır ve böylece motor gücü tahrik tekerleklerine aktarılmış olur. Aktarma organlarında en büyük redüksiyon bu grupta yapılmaktadır. Ayrıca traktörün frenleme sisteminde son redüksiyon grubundan önce uygulanır. Bunun sebebi, frenlemeyi en büyük momentin oluşmasından önce uygulamak içindir.



Şekil 6.18 İki kademe alın dişli son redüksiyon mekanizması

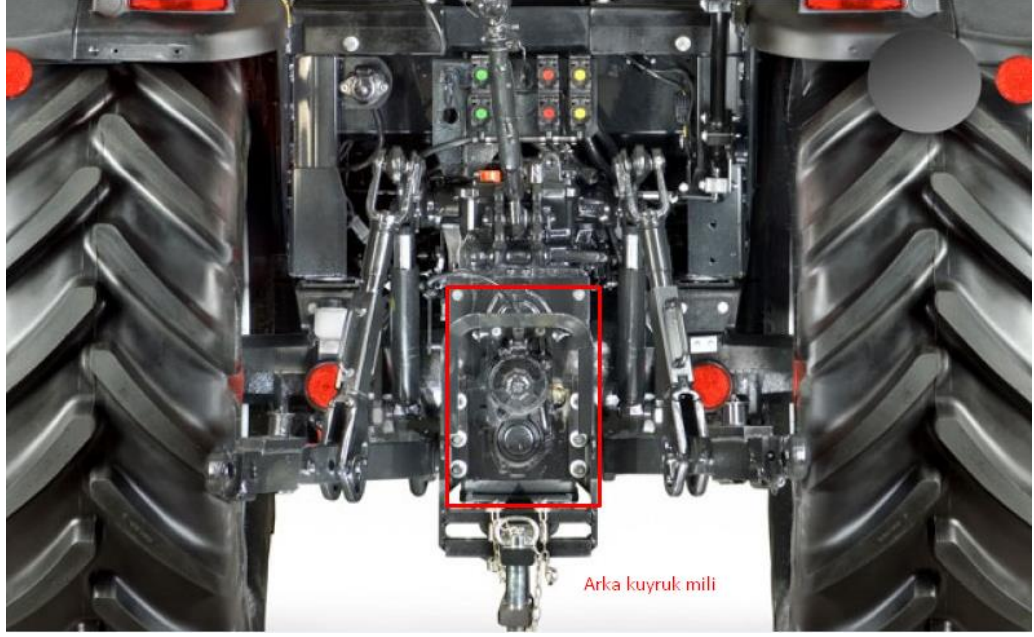


Şekil 6.19 JOHN DEERE planet mekanizmalı son redüksiyon

6.7 Kuyruk Mili (PTO)

Tarım ekipmanlarının, traktörle arasında güç iletimini sağlayan organdır. Güç iletiminde patinaj gibi kayıplar olmadığından yüksek bir tesir deresesi vardır. Kuyruk milleri traktörün genellikle arka kısmın ortasından çıkar, ayrıca ön ve yan tarafada çıkış milleri konabilir. Kuyruk milinin devir sayısı, tipi standartlaşmıştır. 540d/min ve 1000d/min olarak iki kademe belirlenmiştir.

Kuyruk mili, hareketini motordan veya aktarma organlarından alabilir. Hareketin alındığı yere göre kuyruk millerini dört sınıfta inceleyebiliriz,



Şekil 6.20 Arka kuyruk mili(PTO)



Şekil 6.21 Ön kuyruk mili

6.7.1 Motor Kuyruk Mili

Motor kuyruk mili, traktör durdurulduğunda ya da motor ile aktarma organların ilişkisi kesildiğinde, tarım ekipmanının çalışmaya devam etmesi sağlanmaktadır. Bu sistemde kavramada iki ayrı disk vardır. İlk disk kavrama organlarını diğeride kuyruk milini kontrol eder. Debriyaj pedalına orta konumuna kadar basıldığında aktarma organlarının, sonuna kadar basıldığında ise kuyruk milinin hareketi kesilmiş olur.

6.7.2 Vites Kuyruk Mili

Traktörlerde genel olarak kullanılan bu tip, hareketini vites grubu milinden almaktadır. Traktörün harekete başlamasıyla kuyruk milinde harekete başlar ve kuyruk miline bağlı ekipmanlarda çalışmaya başlar. Bu tip kuyruk millerinde, traktör ilk hareketini gerçekleştirirken, tarım ekipmanının ataletini ve aktarma organlarının ataletlerini sağlamak zorundadır. Traktör tarlada çalışırken ekipmanda herhangi bir tıkanma meydana geldiğinde durdurulup, tıkanıklık giderildikten sonra tekrar kavrama devreye alıp kuyruk mili harekete geçirilmelidir. Bu durum tarlada çalışırken zaman kaybıda neden olur verim kaybında yol açar.

6.7.3 Yol Kuyruk Mili

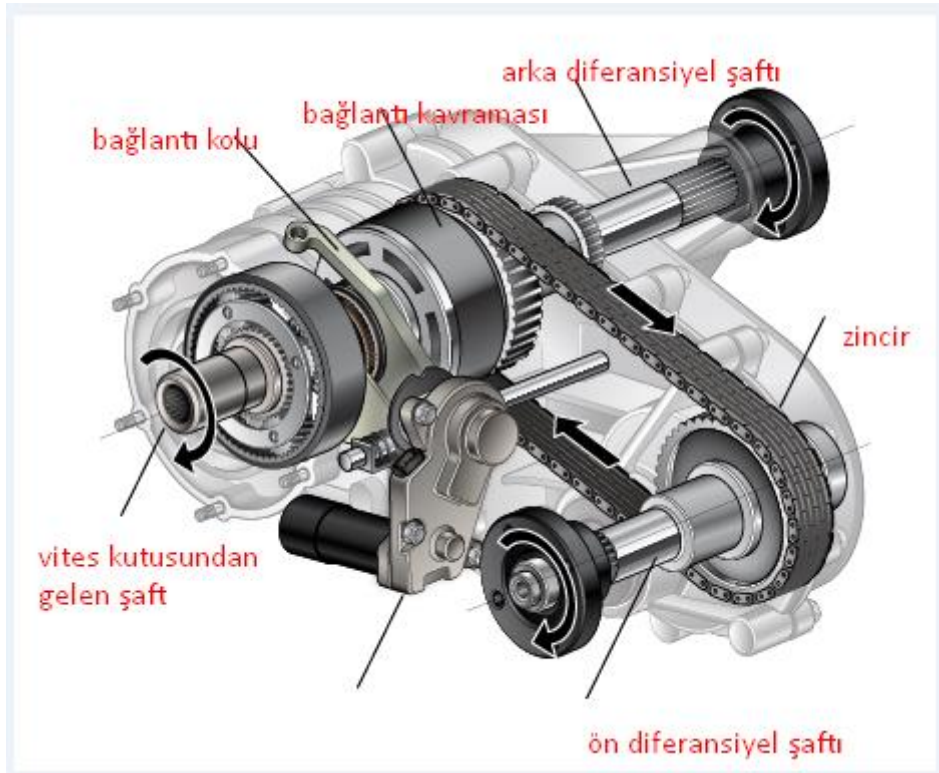
Kuyruk mili, hareketini vites kutusunun çıkışından alır, bundan dolayı vites çıkışındaki milin devir sayısı arttıkça, kuyruk milinin devir sayısı da artar ve traktör hareket ettikçe kuyruk mili aktif olur. Hız değiştikçe, kuyruk milinin devir sayısı arttığı için yol kuyruk milleri, hareketini kuruk milinden alan tahrik tekerlekli tarım arabaları, ekim makinaları, ilaç ve gübre makinalarıyla birlikte kullanılır. Bu kuyruk mili ile çalışmakla, yapılacak işlem traktörün hızına bağlı olarak değişmeyip sabit kaldığından, traktörün hızı tarlanın durumuna göre değiştirilebilir.

6.7.4 Serbest Motor Kuyruk Mili

Traktör çalışma bağımsızlığı için en ideali olan bu tip kuyruk milinde, ayrı bir kumanda kolu ve motor bölümünde ayrı bir kavrama vardır. Sistem ile yürüme organlarının hareketi birbirine bağlı olmadan kesilebilir veya çalıştırılabilir.

6.8 Transfer Kutusu

Dört tekerleğin tahrik olan taşıtlarda, vites kutusundan sonra ön ve arka diferansiye gücü aktarılması için kullanılan dişli kutusudur. Ön ve arka tekeri farklı çaplarda olan traktörlerin, lastikleri bir tur atımında farklı uzunlukta yol alıcaktır. Bu farklı dişli redüksiyonu ile bu kutu içerisinde giderilir. Sistem çalışması, taşıt sadece ön veya arka tekerlekler tahrik hareket ettiğinde, vites kutusundan gelen dönme momenti transfer kutusunda ön veya arka diferansiyele aktarılır. Bu sırada bağlantı kavraması aktif değildir ve zincir de çalışmaz. Dört tekerlek çekiş sistemi geçildiğinde, bağlantı kavraması itilerek aktif duruma getirilir ve zincir vasıtasıyla güç diğer diferansiyel şaftına aktarılmış olur. Ön ve arka şafta aktarılan gücün oranı, kutunun içindeki dişli oranlarına bağlıdır. 50-50, 47-53, 30-70 gibi oranlarda transfer kutusu ön ve arka diferansiyele gücü, momenti paylaşırır.



Şekil 6.22 Transfer kutusu yapısı

BÖLÜM 7

HESAPLAMALAR

Dünyada ve ülkemizde çeşitli tarım faaliyetlerinde kullanılması için çok farklı boyut ve güçlerde traktörler üretilmektedir. Tarım faaliyetlerinde traktörün kullanılmasıyla, traktörlerdeki gelişmeler ve paralelinde güç aktarma organlarında gelişmesine, verimliliğin artmasına, farklı sistemlerin kullanılmasına neden olmuştur. Traktörlerde kullanılan vites kademesi sayısı 2..4 kademeden, günümüzde 40 kademeli vites kutularına kadar gelişmeler yapılmıştır.

Hesaplamalarınızda orta sınıf bahçe traktörü olarak, Hattat Compact C3055 4WD modelini teknik özellikleri Tablo 6.1’ den kullanılmıştır(Şekil 6.1).



Şekil 7.1 Hattat compact c3055

Çizelge 7.1 Hattat compact c3055 teknik verileri[7]

HATTAT C 3050 / C 3055 / C 3065 / C 3080										TEKNİK ÖZELLİKLER		
MODEL		C 3050		C 3055		C 3065		C 3080				
		2WD	4WD	2WD	4WD	2WD	4WD	2WD	4WD			
Motor		Perkins		Perkins		Perkins		Perkins				
Emisyon Tipi		Euro3		Euro3		Euro3		Euro3				
Motor Seri Kodu		1103D-33		1103D-33		1103D-33TA		1103D-33TA				
Azami Motor Gücü (ISO 14396)		36,9 / 50 / 2.200		40,5 / 55 / 2.200		50 / 68 / 2200		55,9 / 76 / 2200				
Azami Motor Torku		196 / 1.400		215 / 1.400		285 / 1.400		310 / 1.400				
Silindir Hacmi / Silindir Sayısı		3.300 / 3		3.300 / 3		3300 / 3		3300 / 3				
Silindir Çapı x Strok		105 / 127		105 / 127		105x127		105x127				
Hava Filtresi Tipi		Tıkanma göstergeli, kuru tip		Tıkanma göstergeli, kuru tip		Tıkanma göstergeli, kuru tip		Tıkanma göstergeli, kuru tip				
Aspirasyon		Doğal emiş		Doğal emiş		Turbo & Intercooler		Turbo & Intercooler				
Yakıt Tankı		70		70		70		70				
Diferansiyel Kilitli & Tahrikli Ön Aks		2WD	4WD	2WD	4WD	2WD	4WD	2WD	4WD			
Diferansiyel Kilitli Kumanda Tahrikli		Levyre ile kontrol		Levyre ile kontrol		Buton ile kontrol		Levyre ile kontrol		Buton ile kontrol		
Dört Çeker Kumanda Tahrikli		Mekanik kum.		Mekanik kum.		Elektro Hidrolik Kumandalı		Elektro Hidrolik Kumandalı		Elektro Hidrolik Kumandalı		
Kuvvetli Mil		2WD	4WD	2WD	4WD	2WD	4WD	2WD	4WD			
Tipi		Bağımsız Tek Devirli		Bağımsız Çift Devirli		Bağımsız Çift Devirli		Bağımsız Çift Devirli				
Kuvvetli Mil Devri (motor devri)		rpm		rpm		rpm		rpm				
Kuvvetli Mil Devri (motor devri)		340 (1890)		340 (1890)		340 (1890)		340 (1890)				
Frezi		2WD	4WD	2WD	4WD	2WD	4WD	2WD	4WD			
Servis Freni		Çok Diskli, Yağlı Tip ve Hidrolik Tahrikli		Çok Diskli, Yağlı Tip ve Hidrolik Tahrikli		Çok Diskli, Yağlı Tip ve Hidrolik Tahrikli		Çok Diskli, Yağlı Tip ve Hidrolik Tahrikli				
Dört Çekenden Frenleme Sistemi		Mekanik El Kolu ile Kumandalı		Mekanik El Kolu ile Kumandalı		Mekanik El Kolu ile Kumandalı		Mekanik El Kolu ile Kumandalı				
Vites Kutusu		2WD	4WD	2WD	4WD	2WD	4WD	2WD	4WD			
Vites Kutusu Tipi		Tam Senkronize 12F+12R / 16F+8R		Tam Senkronize 12F+12R / 16F+8R		Tam Senkronize 12F+12R / 16F+8R		Tam Senkronize 12F+12R / 16F+8R				
Vites Kutusu Debrijajı		Kuru Tip Çift Diskli		Kuru Tip Çift Diskli		Kuru Tip Çift Diskli		Kuru Tip Çift Diskli				
Azami Hız *		km / rpm		km / rpm		km / rpm		km / rpm				
Azami Hız *		34 / 2200		34 / 2200		34 / 2200		34 / 2200				
Hidrolik ve Üç Nokta Aslı Sistemi		2WD	4WD	2WD	4WD	2WD	4WD	2WD	4WD			
Azami Pompa Debisi / Pompa Basıncı		(lt/dk)/bar		45 lt/dk, 195 bar		45 lt/dk, 195 bar		45 lt/dk, 195 bar		45 lt/dk, 195 bar		
Pozisyonlar		Pozisyon, Çeki, Hassasiyet		Pozisyon, Çeki, Hassasiyet		Pozisyon, Çeki, Hassasiyet		Pozisyon, Çeki, Hassasiyet				
Lift Mekanizması / Kategorisi		Hema / Kategori 2		Hema / Kategori 2		Hema / Kategori 2		Hema / Kategori 2				
Hidrolik Güç Çıkışı		Çıkış / Valf		4/2		4/2		4/2				
Maksimum Kaldırma Kapasitesi		kg		2.200		3.000		3.000				
Ağırlık ve Ölçüler		Rops / Kabin	2WD	4WD	2WD	4WD	2WD	4WD	2WD	4WD	2WD	4WD
Toplam Yüksek Ağırlık (Rops)		kg		2.290 kg		2.850 kg		2.760 kg		2.880 kg		
Toplam Yüksek Ağırlık (Kabin)		kg		2.890 kg		3.010 kg		3.110 kg		3.230 kg		
Ön Ağırlık		Adet x kg		4 x 22 + 50		4 x 22 + 50		6 x 22 + 50		6 x 22 + 50		
Arka Ağırlık		Adet x kg		2 x 45		2 x 45		2 x 45 - 2 x 70		2 x 45 - 2 x 70		
Toplam Uzunluk (Ön Ağırlıklar Dahil)		mm		3.530		3.530		3.530		3.530		
Dinamik Ağırlık		mm		2.100		2.030		2.100		2.030		
Toplam Genişlik **		mm		1.907		1.907		1.907		1.907		
Toplam Yükseklik (Rops / Kabin) **		mm		maks. 2.490 mm / maks. 2.520 mm		maks. 2.490 mm / maks. 2.520 mm		2490 / 2520		2490 / 2520		
Alt Açıklık *		mm		365		325		365		325		
Lastik Seçenekleri		2WD	4WD	2WD	4WD	2WD	4WD	2WD	4WD	2WD	4WD	
1. opsiyon (Ön)		7,50-16		280/70R20		7,50-16		280/70R20		7,50-16		
1. opsiyon (Arka)		14,9/13-28		14,9/13-28		14,9/13-28		14,9/13-28		14,9/13-28		
2. opsiyon (Ön)		-		280/70R18		-		280/65 R20		280/65 R20		
2. opsiyon (Arka)		-		340/65R28		-		12,4/11-36		12,4/11-36		
3. opsiyon (Ön)		-		-		-		300/70R20		300/70R20		
3. opsiyon (Arka)		-		-		-		14,9/13-28		14,9/13-28		

Traktörün güç aktarma organları tasarlanırken, öncelikle traktör hız gereksinimi tespit edilmiştir, daha sonra deney traktörümüzün lastik ebatları ve motor karakteristik özelliklerine göre her vites için aktarma oranları bulunmuştur. Bulunan aktarma oranı traktörümüzün 4 ana aktarma organına oranlanmıştır. Bu 4 ana grup vites grubu, aktarma grubu, diferansiyel ve son olarak son redüksiyon dişlilerden oluşmaktadır. Bu grubun dışında, traktörlerde dış ekipmanlara güç aktaran PTO (PowerTakeOff) grubu dişlilerin standart PTO devir sayılarına (540-540E d/dk)göre hesabı yapılmıştır. Hesaplanan aktarma organları oranı doğrultusunda traktörün motordan zemine temas edene kadar her bölümündeki üretilen moment değerleri tespit edilmiştir ancak bu değerler ile yapılan tasarımlarda çok büyük sayılarda dişli ve mil gereksinimleri çıkmıştır. Bu hesaplama tamamen teorik bir bulgudur ve tasarım parametreleri olarak kullanılmamalıdır. Tasarımda kullanmamız gereken ve bize doğru hesap yaptıran yöntem; traktörün zemin ile arasında oluşan çevre kuvveti ve momentidir. Bu kuvvet ve moment traktörün ağırlığına, ağırlık oranına, zemin sürtünme katsayısına, lastik yapısına, yarıçapına ve desenine bağlıdır. Tespit edilen gerçek moment değeri ile aktarma organlarındaki moment dönüşümleri hesaplanmıştır. Bulunan moment değerleriyle dişli sistemlerinin modül hesabı yapılmıştır.

7.1 Traktörün Çevrim Oranlarının Belirlenmesi

Traktörler, kullanım sınıfına göre çeşitli hızlara ulaşması istenir. Bu hızlar 0.5 km/h den 40 km/h (yasal sınır) aralığında değişir. Deney traktörümüz, orta sınıf bir bahçe traktörü olduğundan, yavaş ve orta hızlı kullanım ihtiyacını karşılaması gerekir. Vites hız parametresi belirlendikten sonra, traktörümüzün lastik ebadını ve motorun teknik dökümanından maksimum gücünü vereceği devir sayısını (7.1) ve (7.2) hesaplayarak bulduktan sonra, lastik devir sayısı ve aktarma oranları tespit edilip, Çizelge 7.2 yapılmıştır. Aşağıdaki formül kullanılarak lastik devir sayısı ve traktör hızı hesaplanabilir. Burada dikkat edilmesi gerekenler birimlerin farklı olmasıdır. Birim çevirmeleri yapıldıktan sonra işlem yapılmalıdır.

$$v = \omega \cdot r \quad (7.1)$$

$$i = n_{\text{motor}} / n_{\text{tekerlek}} \quad (7.2)$$

$$v = \text{Çevresel hız (m/s)}$$

$$\omega = \text{Açısal hız (rad/s)}$$

$$r = \text{Tekerlek yarıçapı (m)}$$

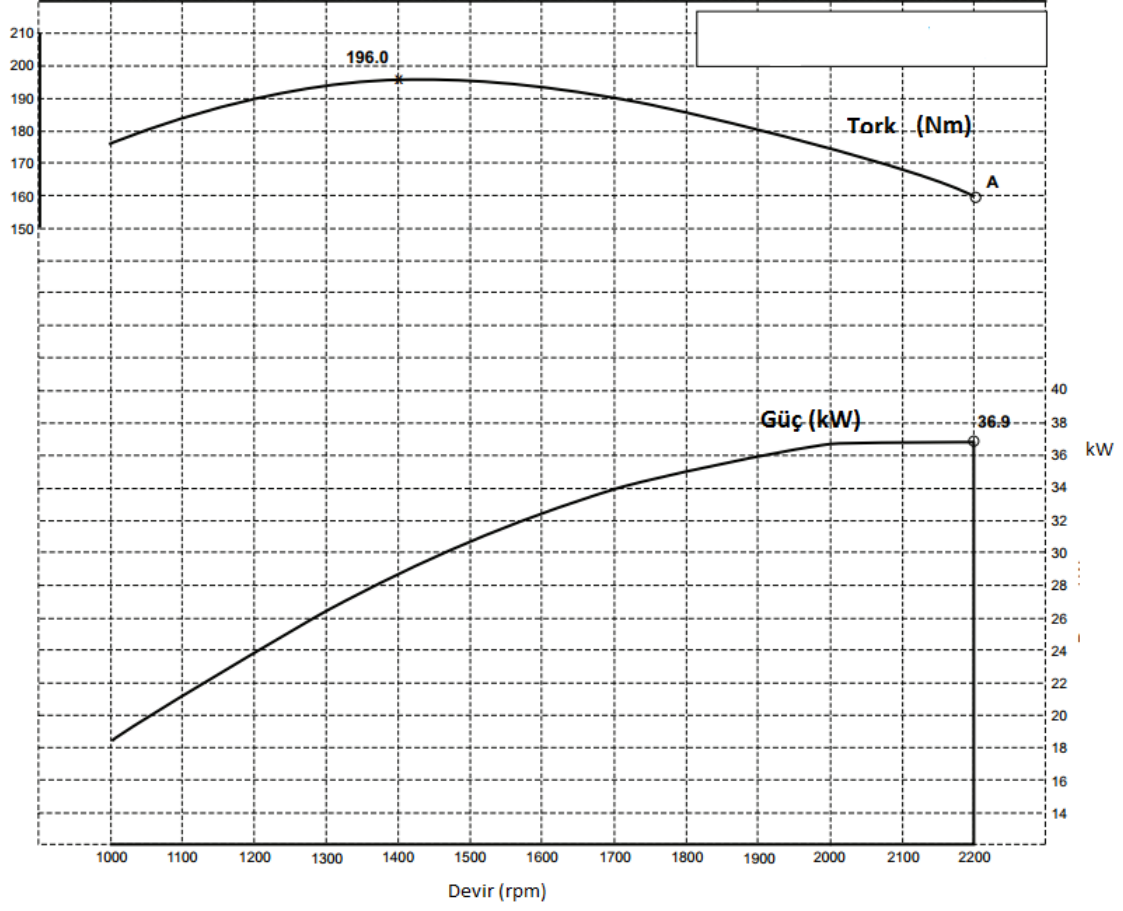
$$1 \text{ rad/s} = 9.55 \text{ d/dk} , 1 \text{ m/s} = 3.6 \text{ km/h}$$

Çizelge 7.2 Traktör hız ve aktarma oranları

Vites Basamağı	Hız (km/h)	Lastik Deviri	Aktarma Oranı	Kademe Grubu
1.Vites	1,8	8,13	270,7	AĞIR HIZ
2.Vites	2,7	12,19	180,5	
3.Vites	3,3	14,90	147,7	
4.Vites	5,3	23,93	91,9	
5.Vites	4,1	18,51	118,9	ORTA HIZ
6.Vites	6,3	28,44	77,4	
7.Vites	7,7	34,76	63,3	
8.Vites	12,2	55,08	39,9	
9.Vites	9,4	42,44	51,8	YÜKSEK HIZ
10.Vites	14,6	65,91	33,4	
11.Vites	17,9	80,81	27,2	
12.Vites	28,5	128,66	17,1	

Traktörlerde kullanılan içten yanmalı motorlar güçlerini ve momentlerini belirli bir devirde vermeye başlar, bir noktadan sonra maksimum gücüne ulaşır. Maksimum güce ulaşılan devirin üzerindeki devirlerde artık traktörün değerleri düşmeye başladığını Çizelge 7.3’ de görülmüyor. Bu yüzden, traktörün hızlanması için gerekli güç, yük çekebilmesi ve tarım faaliyetleri için gerekli torku, en verimli şekilde bu iki devir bandı arasında gerçekleştirmelidir.

Çizelge 7.3 Perkins motor güç-devir, tork-devir ilişkisi[6]



Traktörümüzde kullanılan Perkins motor gücünü 1400d/dk – 2200d/dk arasında en verimli şekilde vermektedir. Hızlanma ve tarım faaliyetleri bu devir aralığında gerçekleşir. Çizelge 7.4’ te traktörün her vites kademesindeki devir ve hız ilişkisi verilmiştir.

Çizelge 7.4 Vites kademeleri hız ve devir ilişkisi

Motor Devri ile Vites Kademeleri Hız İlişkisi												
	1.Vites	2.Vites	3.Vites	4.Vites	5.Vites	6.Vites	7.Vites	8.Vites	9.Vites	10.Vites	11.Vites	12.Vites
1400	1,15	1,72	2,55	3,25	2,86	3,95	5,73	7,45	6,05	9,10	13,30	17,25
1500	1,23	1,84	2,73	3,48	3,07	4,23	6,14	7,98	6,48	9,75	14,25	18,48
1600	1,31	1,96	2,91	3,71	3,27	4,51	6,55	8,51	6,91	10,40	15,20	19,71
1700	1,39	2,09	3,09	3,94	3,48	4,79	6,95	9,04	7,34	11,05	16,15	20,94
1800	1,47	2,21	3,27	4,17	3,68	5,07	7,36	9,57	7,77	11,70	17,10	22,17
1900	1,55	2,33	3,45	4,40	3,89	5,35	7,77	10,10	8,20	12,35	18,05	23,40
2000	1,64	2,45	3,64	4,64	4,09	5,64	8,18	10,64	8,64	13,00	19,00	24,64
2100	1,72	2,58	3,82	4,87	4,30	5,92	8,59	11,17	9,07	13,65	19,95	25,87
2200	1,80	2,70	4,00	5,10	4,50	6,20	9,00	11,70	9,50	14,30	20,90	27,10

7.2 Traktör Vites Kademelerinin Tork Değerlerinin Belirlenmesi

Traktörün hız gereksinimi ve her vites için aktarma oranları belirlendikten sonra, her aktarma grubunun oranları belirlenir(Çizelge 7.5). Aktarma oranları belirlenirken, büyük çevrim oranları diferansiyel ve son redüksiyona grubuna bırakılır.

Çizelge 7.5 Aktarma organları çevrim oranları vites basamağı ilişkisi

Vites Basamağı	1.KADEME	2.KADEME	ÖN DİFERANSİYEL	ÖN DİNGİL SON REDÜKSİYON	ARKA DİFERANSİYEL	ARKA DİNGİL SON REDÜKSİYON
1.Vites	3,6	2,95	4,07	4,15	4,07	6,33
2.Vites	2,4	2,95	4,07	4,15	4,07	6,33
3.Vites	1,6	2,95	4,07	4,15	4,07	6,33
4.Vites	1,4	2,95	4,07	4,15	4,07	6,33
5.Vites	3,6	1,28	4,07	4,15	4,07	6,33
6.Vites	2,4	1,28	4,07	4,15	4,07	6,33
7.Vites	1,6	1,28	4,07	4,15	4,07	6,33
8.Vites	1,4	1,28	4,07	4,15	4,07	6,33
9.Vites	3,6	0,55	4,07	4,15	4,07	6,33
10.Vites	2,4	0,55	4,07	4,15	4,07	6,33
11.Vites	1,6	0,55	4,07	4,15	4,07	6,33
12.Vites	1,4	0,55	4,07	4,15	4,07	6,33

Çizelge 7.5' den yararlanarak her vitesin ürettiği tork değerleri bulunur(Çizelge 7.6). Bu değerler teorik bulgulardır. Bulunan bu tork değerlerini traktörler zemine iletemezler. Traktörün zemine iletebileceği maksimum tork değeri, lastik çevresel momenti kadardır. Bu değerden fazla olan tork, patinaj ile kaybedilir.

Çizelge 7.6 Teorik vites tork değerleri

Max.Motor Torku = 215 Nm											
1.Vites	2.Vites	3.Vites	4.Vites	5.Vites	6.Vites	7.Vites	8.Vites	9.Vites	10.Vites	11.Vites	12.Vites
58.207,58	38.805,05	31.749,59	19.768,61	25.554,55	16.630,74	13.606,97	8.588,00	11.146,13	7.176,28	5.853,28	3.676,27

Traktörün üretebileceği yada zeminene aktarabileceği maksimum momenti, denklem (4.34) ve (4.37) ile hesaplayabiliriz. Traktör tahrik tekerlek çevre kuvveti ve momenti,

$$F_U = G_{ad} \cdot \mu_k \quad (4.34)$$

$$M = F_U \cdot r = G_{ad} \cdot \mu_k \cdot r \quad (4.37)$$

G_{ad} = Tahrik dingile gelen dinamik yük (N) , traktörünün ağırlık dağılıma göre %60 olarak hesaplanır.

μ_k = Zemin tutunma katsayısı, en yüksek oran asfalt zeminde geçerlidir , 0.85 olarak kabul edilebilir.

r = Tahrik tekerleği yarıçapı(m)

$$F_U = G_{ad} \cdot \mu_k$$

$$G = 3100 \text{ kg}$$

$$G = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\mu_k = 0.85$$

$$r_{arka} = 0.6 \text{ m}$$

$$r_{ön} = 0.4 \text{ m}$$

$$F_{Uarka} = 3010 \cdot 9,81 \cdot 0,6 \cdot 0,85$$

$$F_{Uarka} = 15060 \text{ N}$$

$$F_{Uön} = 3010 \cdot 9,81 \cdot 0,4 \cdot 0,85$$

$$F_{Uön} = 10040 \text{ N}$$

ön ve arka tekerlek çevre kuvvetleri bulunur. Momenti denklem (4.37) ile,

$$M = U \cdot r = G_{ad} \cdot \mu_k \cdot r$$

$$M_{arka} = 15060 \cdot 0,6 = 9036 \text{ Nm}$$

$$M_{ön} = 10040 \cdot 0,4 = 4015 \text{ Nm}$$

4 tekerden çekiş sistemi devredeyken,

$$M = M_{ön} + M_{arka} = 4015 + 9036 = 13051 \text{ Nm}$$

2 tekerden çekiş sistemi devredeyken,

$$M = M_{arka} = 9036 \text{ Nm}$$

olarak bulunur. Bulunan tekerlek çevre momentini, vites kademelerine oranlandığında, motorun maksimum torkunu (215Nm) kullanmaya gerek kalmadan, traktörün geliştirebileceği çevre momentine ulaşır. Fakat hızlı vites grubundaki vites kademeleri, maksimum tekerlek çevre momenti değerine ulaşamadığını görülmüştür (Çizelge 7.7). Çizelge, traktörün en iyi tutunma sağladığı zemin olan asfalt için hazırlanmıştır.

$$M_{teorik} = M_{motor} \cdot i \quad (7.3)$$

M_{teorik} = Teorik tekerlek momenti(tork)

M_{motor} = Motorun ürettiği maksimum moment(tork)

i = Vites kademesi aktarma oranı

$$M_{teorik1} = 215 \cdot 270,7 = 58208 \text{ Nm} \quad (1400 \text{ d/dk})$$

$$M_{teorik2} = 215 \cdot 180,5 = 38805 \text{ Nm} \quad (1400 \text{ d/dk})$$

$$M_{teorik3} = 215 \cdot 140,7 = 31750 \text{ Nm} \quad (1400 \text{ d/dk})$$

$$M_{teorik4} = 215 \cdot 90,9 = 19769 \text{ Nm} \quad (1400 \text{ d/dk})$$

$$M_{teorik5} = 215 \cdot 118,9 = 25555 \text{ Nm} \quad (1400 \text{ d/dk})$$

$$M_{teorik6} = 215 \cdot 77,4 = 16631 \text{ Nm} \quad (1400 \text{ d/dk})$$

$$M_{teorik7} = 215 \cdot 63,3 = 13607 \text{ Nm} \quad (1400 \text{ d/dk})$$

$$M_{teorik8} = 215 \cdot 39,9 = 8588 \text{ Nm} \quad (1400 \text{ d/dk})$$

$$M_{teorik9} = 215 \cdot 51,8 = 11146 \text{ Nm} \quad (1400 \text{ d/dk})$$

$$M_{teorik10} = 215 \cdot 33,4 = 7176 \text{ Nm} \quad (1400 \text{ d/dk})$$

$$M_{teorik11} = 215 \cdot 27,2 = 5853 \text{ Nm} \quad (1400 \text{ d/dk})$$

$$M_{teorik12} = 215 \cdot 17,1 = 3676 \text{ Nm} \quad (1400 \text{ d/dk})$$

Her vites için teorik moment değeri bulunur.

Çizelge 7.7 Vites kademeleri motor kullanım oranı

Traktör Asfalt Kullanım Değerleri							
Vites Kademesi	Kullanım Oranı %		Motordan Çekilen Tork		Toplam Çevrim	ÇEVRESEL MOMENT (Nm)	
	%15 patinaj	%50 patinaj	%15 patinaj	%50 patinaj		%15 patinaj	%50 patinaj
1.Vites	22,4	18,3	48,21	39,26	270,7	13.051,00	10.630,00
2.Vites	33,6	27,4	72,31	58,90	180,5	13.051,00	10.630,00
3.Vites	41,1	33,5	88,38	71,98	147,7	13.051,00	10.630,00
4.Vites	66,0	53,8	141,94	115,61	91,9	13.051,00	10.630,00
5.Vites	51,1	41,6	109,80	89,43	118,9	13.051,00	10.630,00
6.Vites	78,5	63,9	168,72	137,42	77,4	13.051,00	10.630,00
7.Vites	95,9	78,1	206,22	167,96	63,3	13.051,00	10.630,00
8.Vites	152,0	123,8	326,73	266,12	39,9	13.051,00	10.630,00
9.Vites	117,1	95,4	251,74	205,04	51,8	13.051,00	10.630,00
10.Vites	181,9	148,1	391,01	318,47	33,4	13.051,00	10.630,00
11.Vites	223,0	181,6	479,38	390,46	27,2	13.051,00	10.630,00
12.Vites	355,0	289,2	763,26	621,68	17,1	13.051,00	10.630,00

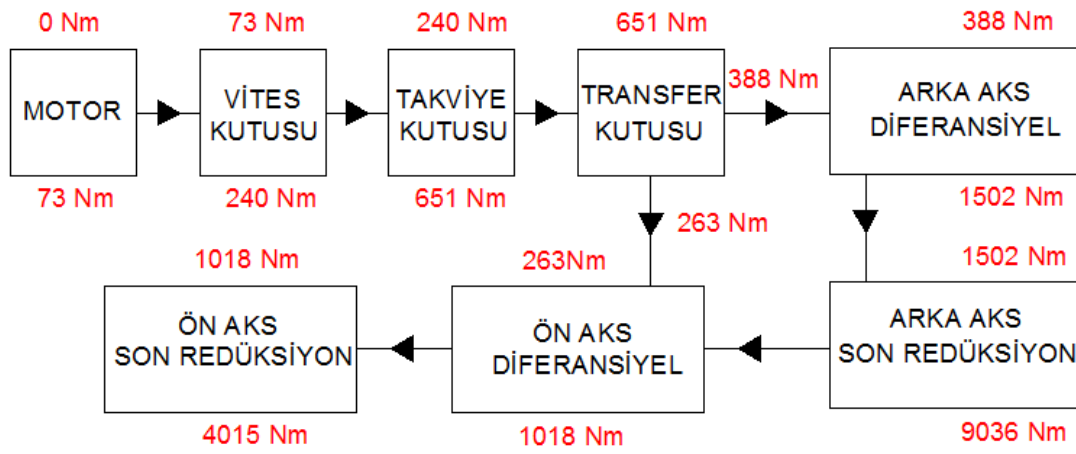
Çizelge 7.7’ de sarı ile belirtilen alana giren vites kademeleri, 4 teker çekiş sistemi devredeyken maksimum tekerlek çevre momentini üretebilmesi için (13051Nm), motorun üretebildiği maksimum momentten (215Nm) daha fazlasına ihtiyaç duyanlardır. Traktörün motorun kapasitesi belli olduğundan bu kademeler için tasarımı, teorik moment değeri ile yapılmaktadır.

Çizelge 7.8 Vites kademeleri teorik momenti ve çevre momenti karşılaştırılması

Traktör Motor Torku = 215 Nm- 1400d/dk			
Vites Kademesi	Toplam Çevrim	Tekerlek Momenti	Max. Çevre Momenti
1.Vites	270,7	58208	13.051
2.Vites	180,5	38805	13.051
3.Vites	147,7	31750	13.051
4.Vites	91,9	19769	13.051
5.Vites	118,9	25555	13.051
6.Vites	77,4	16631	13.051
7.Vites	63,3	13607	13.051
8.Vites	39,9	8588	13.051
9.Vites	51,8	11146	13.051
10.Vites	33,4	7176	13.051
11.Vites	27,2	5853	13.051
12.Vites	17,1	3676	13.051

Çizelge 7.8 incelendiğinde, teorik moment değeri ile traktörün zemine aktarabileceği maksimum moment değerlerinin (Max. Çevre momenti) arasında çok büyük bir fark

olduğu görülmektedir, eğer aktarma organların tasarımında teorik moment değerlerini kullanılırsa, gerekli olan değerlerden kat ve kat daha büyük malzeme kullanmış ve ağırlık olarak çok büyük dişliler kullanmak zorunda kalınır. Halbuki traktörler hiçbir durumda teorik değerleri zemine aktaramazlar. Bu yüzden tasarım hesaplarında tekerlek çevre moment değerlerini kullanılması gerekir. Fakat 8, 10, 11, 12. viteslerde motor ve aktarma organlarının geliştirdiği moment, maksimum çevre moment değerine ulaşamadığı görülmüştür. Bu yüzden bu vites kademelerinde maksimum tekerlek momentini değil, teorik tekerlek moment değerini kullanırsak daha doğru hesap yapmış olunur.



Şekil 7.2 4WD sistemin güç aktarma organları ve tork zincir şeması

Aktarma organlarında moment ve hız dönüşümü yapılırken, hiç bir mekanik sistem %100 verimle çalışmadığından, sistemler arasında kayıplar mevcuttur. Sürtünme ve ısı yoluyla oluşan enerji kayıplarında, sistem hesaplanan değerleri vermemektedir. Bu yüzden verim katsayılarındaki hesaba katılması unutulmamalıdır.

Vites kutusu ve takviye kutusu verim = 0,92

Diferansiyel ve planet mekanizması verim = 0,95

Sisteminde ısı yoluyla oluşan enerjiyi hava veya soğutma sistemiyle dişlilerden uzaklaştırılmalıdır.

7.3 Dişli Grupları Modül Hesabı

Dişli çarklarda modül hesabı mukavemet ve yüzey basınç hesaplarına göre yapılır. Mukavemet hesabına göre dişliler bir giriş olarak düşünülür ve eğilme gerilmesi göz önüne alınır, diş dibinden kırılmaması için boyutlandırma yapılır.

Yüzey basıncı hesabında ise, eş çalışan dişlilerin temas noktalarında yorulma aşınması (pitting) neden olan Hertz tipinde yüzey basınçlarına göre boyutlandırma yapılır.

Modül hesaplamalarında tavsiye edilen yöntem:

- Dişlerin yüzey sertliği ≤ 350 HB olan dişli çarklarda çoğunlukla yorulma aşınması meydana gelir. Bundan dolayı bu du dişli çarklar yüzey basıncına göre boyutlandırılır ve mukavemet hesabıyla kontrol edilir.
- Dişlilerin yüzey sertliği ≥ 350 HB olan dişli çarklarda ise, dişlilerin kırılması sorunu olduğundan boyutlandırma hesabı mukavemet hesabına göre kontrolü ise yüzey basıncına göre yapılır.

Dişli çarklarımızda semantasyon çelikleri kullanılmıştır. Bu malzemelerin sertlik değeri ≥ 350 HB olduğundan modül hesabını mukavemete göre yapılıp, modül hesap kontrolü ise yüzey basınç hesabıyla yapılmıştır. Dişli çarklarımızda daha fazla yük taşıma kabiliyetleri ve yüksek hızlarda daha sessiz çalışmalarından dolayı helisel dişli çarklar kullanılmıştır. Hesaplamalarda kullanılan formül ve parametreler aşağıda tanımlanmıştır.

Mukavemet hesabına göre formül[3]:

$b = \Psi_m \times m_n$ olarak düşünülürse,

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times M_{bl}}{\Psi_m \times z_1 \times \sigma_{enn}^*} \times \cos \beta_0 \times K_{f1} \times K_0 \times K_v \times K_m} \quad (7.4)$$

$$b = \Psi_d \times d_0 \quad (7.5)$$

$$b = \Psi_m \times m \quad (7.6)$$

olarak düşünülürse,

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times M_{b1}}{\Psi_d \times Z_1^2 \times \sigma_{em1}^*} \times \cos \beta_0 \times K_{f1} \times K_0 \times K_v \times K_m} \quad (7.7)$$

$$\sigma_{d1} = K_y \times K_B \times K_R \times L_h \times \sigma_D / K_\phi \quad (7.8)$$

$$\sigma_{em1} = \sigma_{d1} / S \quad (7.9)$$

Yüzey basınç mukavemet kontrolü için:

$$P_{HDc1} = P_{HD} \cdot K_L \cdot K_Y \cdot K_b \cdot K_{CHB} \cdot K_R \quad (7.10)$$

$$P_H = K_E K_\alpha K_i \sqrt{\frac{2 M_{b1}}{b d^2} K_0 K_v K_m} \quad (7.11)$$

$$S_H = P_{HDc1} / P_H \quad (7.12)$$

Çıkan sonuç “1” den büyük çıkarsa dişli yüzey basıncı bakımından emniyetlidir.

Konik dişli çarklarda ortalama modüle göre hesap yapılır ve aşağıdaki formülle bulunur,

$$m = m_m \left(1 + \frac{\psi}{z} \sin(\delta) \right) \quad (7.13)$$

$$R_a = d_o / 2 \sin(\delta) \quad (7.14)$$

$$b \leq R_a / 3 \quad (7.15)$$

Genişlik Faktörü: Ψ_d : b/d_{o1} veya Ψ_m : b/m dişli çarkın yük taşıma kabiliyetini, genişlik boyunca yük dağılımını ve çalışma kabiliyetini etkiler. Teorik olarak Ψ_d, Ψ_m ve buna bağlı olan **b** genişliği arttıkça yük taşıma kabiliyeti büyür. Ancak **b** diş genişliği büyük olduğu durumda gerek millerin deformasyonları ve gerekse millerin işleme hatalarından dolayı yük bir tarafa biner ve kırılmalar meydana gelebilir. Genellikle bu parametreler:

$\Psi_d = 0,8 - 1,2$ $\Psi_m = 14- 18$ değerleri arasında alınır.

Hız Faktörü: K_v genelde taksimat ve profil hatalarına, çevre hızına, dönen sistemlerin rijitliğine, birim genişliğe gelen kuvvet F_t/b' ye ve dişlilerin rijidliğine bağlıdır.

Çizelge 7.9 Dinamik hız faktörü[5]

Kalite	Yüzey sertliği HB	Çevre hızı v, m/s				
		<3	3-8	8-12	12-18	18-25
6	≤350	-	1	1,1	1,2	1,4
	>350		1	1	1,1	1,2
7	≤350	1	1	1,2	1,3	1,5
	>350	1	1	1,1	1,2	1,3
8	≤350	1,1	1,3	1,4 1,3	-	-
	>350	1,1	1,2			
9	≤350	1,2	1,4	-	-	-
	>350	1,2	1,3			

Kuvvet Dağılım Faktörü: K_m millerin rijitliğine ve dişlerin işleme doğruluğuna bağlı bir değerdir. Malzeme sertliğine ve kalitesine bağlı oluşan diyagramlardan elde edilir.

Çizelge 7.10 Kuvvet dağılım faktörü[5]

Ψ	Yataklara göre simetrik olarak yerleştirilmiş dişli	Asimetrik olarak yerleştirilmiş dişli		Karşık yerleştirme
		Çok rijit mil	Az rijit mil	
0,2	1	1	1,05	1,15
0,4	1	1,04	1,1	1,22
0,6	1,03	1,08	1,16	1,32
0,8	1,06	1,13	1,22	1,45
1	1,1	1,18	1,29	-
1,2	1,14	1,23	1,36	-
1,4	1,19	1,29	1,45	-
1,6	1,25	1,35	1,55	-

Çalışma Faktörü: K_o güç kaynağı ve iş makinasının cinsine bağlı olan ve değişen değerdir.

Çizelge 7.11 Çalışma faktörü[5]

İş makinası (Yük ifadesi ile)	Motorun cinsi		
	Elektrik veya türbin	Çok silindirli iç- ten yanmalı	Tek silindirli içten yanmalı
Düzgün	1,00	1,25	1,5
Orta darbeli	1,25	1,50	1,75
Ağır darbeli	1,75	2,00	2,25

Düzgün ifadesi : santrifüj pompalar, sıvı karıştırıcı;
Orta darbeli ifadesi : körüklü pompalar, katı ve yarı katı karıştırıcılar,
bantlı konveyörler;
Ağır darbeli ifadesi : haddeleme, presleme, değirmenler gibi makinalar için
geçerlidir.

Form Faktörü: K_f diş sayısına ve profil kaydırma faktörüne bağlı diyagramdan alınır.

Çizelge 7.12 Form faktörü[5]

z (ze)	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
K_f	3,36	3,25	3,16	3,09	3,02	2,96	2,91	2,87	2,83	2,80	2,75	2,72	2,70	2,67	2,64
z (ze)	29	30	35	40	45	50	60	65	70	80	90	100	200	400	∞
K_f	2,62	2,60	2,51	2,45	2,41	2,36	2,32	2,29	2,28	2,25	2,23	2,21	2,14	2,10	2,07

Dişli Malzemesi Mukavemet Sınırı: σ_d , standart deney çubuğundan elde edilen sürekli mukavemet sınırının dişli çarka ait çeşitli parametrelerin yorumlanması sonucu elde edilen değerdir.

Çizelge 7.13 Dişli malzemelerin mekanik özellikleri[5]

Grubu	Malzeme Simgesi	Yanak sertliği	σ_{GD} N/mm ²	P_{HD} N/mm ²	Isıl işlem
Dökme demir	GG 20	180 HB	80	300	
	GG 25	220 HB	110	360	
Temper döküm	GTS 35	150 HB	330	320	
	GTS 65	220 HB	410	460	
Sfero döküm	GGG 40	180 HB	370	370	
	GGG 60	250 HB	450	490	
	GGG 80	320 HB	500	600	
Çelik döküm	GS 52	160 HB	280	320	
	GS 60	180 HB	320	380	
İmalat çeliği	St 50	160 HB	320	370	
	St 60	190 HB	350	430	
	St 70	210 HB	410	460	
İslah çelikleri	C 45	190 HV10	410	530	Sertleştirilmiş
	34CrMo4	270 HV10	520	530	
	42CrMo4	300 HV10	570	600	
	34CrNiMo6	310 HV10	610	630	
Sementasyon çelikleri	16MnCr5	720 HV10	860	1470	Sertleştirilmiş
	15CrNi4	730 HV10	920	1490	
	17CrNiMo6	740 HV10	1000	1510	
İslah ve sementasyon	42CrMo4	550 HV10	770	1070	Gazo- nitritasyon
	16MnCr5	550 HV10	810	1100	
	31CrMoV4	700 HV10	840	1230	
	14CrMoV6.9	770 HV10	860	1270	
İslah ve sementasyon	Ck 45	420 HV10	620	710	Nitro- karbonizasyon
	16MnCr5	560 HV10	650	770	
	42CrMo4	610 HV10	680	830	
	34Cr4	650 HV10	900	1350	

Sürekli Mukavemet Sınırı: σ_D , yapılan deneyler sonucu Wöhler yorulma eğrisinden yorumlanarak deneyler sonucu elde edilen değerlerdir.

Yüzey Kalite Faktörü: Deneyisel elde edilmiş diyagramlardan dişlinin taşlanma ve tıraşlanma şekline bağlı olarak okunur.

Boyut Faktörü: Dişlilerin modül değerlerine göre alınan değerdir.

Çizelge 7.14 Boyut faktörü[5]

Malzeme ve Isıl işlem	Faktör	modül m, mm					
		$m \leq 5$	10	15	20	25	≥ 30
İmalat çeliği, ıslah edilmiş çelikler ve temper döküm GTS	Kb	1	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85
	Kbp	1	1	1	1	1	1
Sementasyon, edüksyon veya alevle sertleştirilmiş çelikler ve dökme demir	Kb	1	0,95	0,9	0,85	0,8	0,8
	Kbp	1	1	0,98	0,95	0,93	0,9
Nitrürasyon ve karbo-nitrürasyon ile sertleştirilmiş çelikler	Kb	1	0,95	0,9	0,85	0,8	0,8
	Kbp	1	0,98	0,91	0,86	0,8	0,75
Gri GG ve sfero GGG dökme demir	Kb	1	0,93	0,85	0,78	0,7	0,7
	Kbp	1	1	1	1	1	1

Çentik Faktörü: K_ϵ diş tabanının dişli gövdesine kavuştuğu geçiş yerinde meydana gelen gerilme yığılmalarını göz önüne alan bir faktördür.

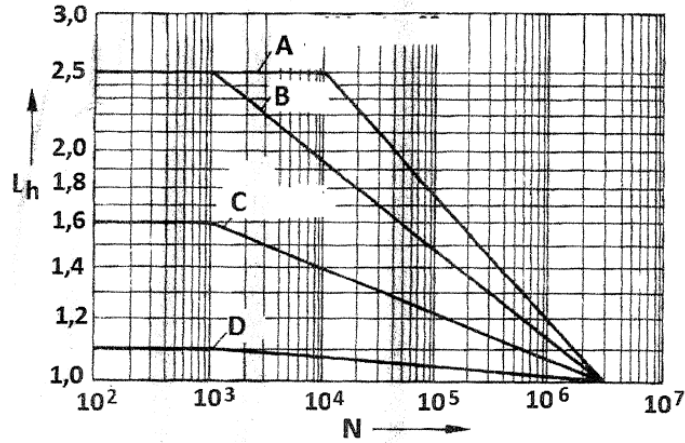
Güvenirlilik Faktörü: K_R malzemenin sürekli mukavemet sınırlarının geniş bir dağılım gösterdiği belirterek ortaya çıkan bir değerdir.

Çizelge 7.15 Güvenirlilik faktörü[5]

Güvenirlilik (%)	K_R
50	1,0
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

Ömür Faktörü: L_h dişli sistemin yük değişim sayısına göre geçerli olan bir değişkendir.

Çizelge 7.16 Ömür faktörü[5]



A-Sertleştirilmiş ıslah çelikleri, imalat çeliği, çelik döküm, Gri GG sfero GGG ve temper GTS döküm;
B-Sertleştirilmiş sementasyon çelikleri, endüksiyon veya alev ile sertleştirilmiş çelik veya GGG;
C-Nitrürasyon ile sertleştirilmiş çelikler;
D-Kabo-nitrürasyonla sertleştirilmiş çelikler.

Malzeme Faktörü: $K_E = 0,59\sqrt{E}$ bağıntısı ile hesaplanan bu faktörün, malzeme çiftleri için tayin edilen bir değerdir.

Çizelge 7.17 Malzeme elastilik faktörü[5]

Pinyon	$E_1 10^5$ N/mm ²	Çark	$E_2 10^5$ N/mm ²	$\frac{K_E}{\sqrt{N/mm^2}}$
Çelik	2,06	Çelik	2,06	189,9
		Çelik döküm	2,02	188,9
		Sfero dökme demir (GGG)	1,73	181,4
		Gri dökme demir (GG)	1,26-1,18	165,4-162,0
		Döküm kalay bronzu	1,03	155
		Kalay bronzu	1,13	159,8
Çelik döküm	2,06	Çelik döküm	2,02	188,0
		Sfero dökme demir (GGG)	1,73	180,5
		Gri dökme demir (GG)	1,18	161,6
Sfero dökme demir (GGG)	1,73	Sfero dökme demir (GGG)	1,73	173,9
		Gri dökme demir (GG)	1,18	156,6
Gri dökme demir (GG)	1,26-1,18	Gri dökme demir (GG)	1,18	146,0-143,7

Yuvarlanma Noktası Faktörü: K_a kavrama açısına bağlı olarak değişen ve tablodan bulunan değerdir.

Çevrim Oranı Faktörü: $\sqrt{\frac{i+1}{i}}$ formülüyle hesaplanan değerdir.

Sertlik Faktörü: Dişli çark malzemesinin sertlik değeri için kullanılan katsayıdır.

Çizelge 7.18 Sertlik faktörü[5]

HB	130	200	300	400	470
Khb	1,2	1,12	1,1	1,04	1

Yağlama Faktörü: Dişli ekipmanların soğutulması ve yağlanması için kullanılan yağın vizkozitesinin katsayısıdır.

Çizelge 7.19 Yağlama faktörü[5]

v	63	38	100	200	300
Ky	0,7	0,9	1	1,2	1,35

Modül Tablosu: Dişli üretimine kullanılan modül değerlerini gösterir.

Çizelge 7.20 Standart modül tablosu[5]

Modül m (mm)		Modül m (mm)			Modül m (mm)		
1.Seri	2.Seri	1.Seri	2.Seri	3.Seri	1.Seri	2.Seri	3.Seri
0,05			0,65				
	0,055	0,7			6		6,25 - 6,5
0,06			0,75			7	7,5
	0,07	0,8			8		8,5
0,08			0,85			9	9,5
	0,09	0,9			10		
0,1			0,95			11	
	0,11	1			12		13
0,12			1,125			14	
	0,14	1,25			16		15
0,16			1,375			18	
	0,18	1,5			20		
0,2			1,75			22	24
	0,22	2			25		27
0,25			2,25			28	
	0,28	2,5			32		30
0,3			2,75			36	33
	0,35	3		3,25	40		39
0,4			3,5	3,75		45	42
	0,45	4		4,25	50		
0,5			4,5	4,75		55	
	0,55	5		5,25	60		65
0,6			5,5	5,75		70	75

7.3.1 Vites Grubu Dişli Çarkları Modül Hesabı

Traktör çevre kuvveti ile üretilen ve tekerleğin yere aktarabileceği maksimum moment değerini aktarma organlarındaki değerleri hesaplandığında ana vites grubumuzda iletilen maksimum moment değeri 73 N.mdir. Bu moment en büyük aktarma oranının

gerçekleştirdiği 1. viteste olmaktadır ve kritik vites dişlisi için hesaplama yapılır. Dişli malzemesi olarak 16MnCr5 malzemesi kullanılmıştır.

Burulma Momenti: 73000 N.mm

Genişlik faktörü (Ψ): 0.8

Diş sayısı (z): 23

Eş değer diş sayısı (z_e): 25

Helis açısı (β): 15°

Kavrama açısı (α): 20°

Form faktörü (K_f): 2.72 (Çizelge 7.12)

Hız faktörü (K_v): 1.12 (Çizelge 7.9)

Kuvvet dağılım faktörü (K_m): 1.22 (Çizelge 7.10)

Çalışma faktörü (K_o): 1.5 (Çizelge 7.11)

Yüzey kalite faktörü (K_y): 0.96

Boyut faktörü (K_b): 1 (Çizelge 7.14)

Çentik faktörü (K_c): 1

Güvenirlilik faktörü (K_R): 0.9 (Çizelge 7.15)

Ömür faktörü (L_H): 1 (Çizelge 7.16)

Güvenlik katsayısı (S): 1.4

Malzeme faktörü (K_e): $192\sqrt{N}/mm$ (Çizelge 7.17)

Çevrim oranı faktörü (K_i): 1.13

Yuvarlanma noktası faktörü (K_a): 1.76

Dişli çark mukavemet değerinin (7.8),(7.9) ile bulunması:

$$\sigma_{d1} = K_y \times K_B \times K_R \times L_h \times \sigma_D / K_c$$

$$\sigma_{d1} = 0.96 \times 1 \times 0.9 \times 1 \times 860 / 1 = 743 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{em1} = \sigma_{d1} / S$ olduğundan hesaplamalarda kullanacağımız emniyetli gerilme değeridir. Güvenlik katsayısını 1,4 kabul alınır.

$$\sigma_{em1} = 743 / 1,4 = 530 \text{ N/mm}^2$$

Yukarıda verilen bilgiler (7.7)' de yerine koyularak vites grubu için modül hesaplanmıştır.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 73000 \times 0,965 \times 2,72 \times 1,5 \times 1,12 \times 1}{23^2 \times 0,8 \times 530}} = 1,42 \text{ mm olduğu görülür ve standart modül}$$

tablosundan $m_1 = 2 \text{ mm}$ seçilir. Seçilen modül yüzey basıncı mukavemet (7.10), (7.11), (7.12)' e göre sağlaması yapılır.

$$P_{HDc1} = P_{HD} \cdot K_L \cdot K_Y \cdot K_b \cdot K_{CHB} \cdot K_R = 1470 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,96 \cdot 1 \cdot 0,9 = 1270 \text{ N/mm}^2$$

$$P_H = 192 \times 1,76 \times 1,13 \sqrt{\frac{2 \times 73000 \times 1,5 \times 1,12 \times 1,22}{40 \times 47,67^2}} = 688,2 \text{ N/mm}^2$$

$$S_H = 1270 / 688,2 = 1,85$$

bulunur ve mekanizma yüzey basıncı bakımından emniyetlidir.

7.3.2 Takviye Grubu Dişli Çarkları Modül Hesabı

Takviye grubu dişli sisteminde yavaş, normal ve hızlı olmak üzere 3 bölüm bulunmaktadır. Traktör çevre kuvveti ile üretilen ve tekerleğin yere aktarabileceği maksimum moment değerini aktarma organlarındaki değerleri hesaplandığında takviye grubumuzda iletilen maksimum tork değeri 240 N.mdir. Bu tork en büyük aktarma oranının gerçekleştiği yavaş vites grubunda olmaktadır ve kritik vites dişlisi için hesaplama yapılır. Dişli malzemesi olarak 16MnCr5 kullanılmıştır.

Burulma Momenti: 240000 N.mm

Genişlik faktörü (Ψ): 0.8

Diş sayısı (z): 24

Eş değer diş sayısı (z_e): 26

Helis açısı (β): 15°

Kavrama açısı (α): 20°

Form faktörü (K_f): 2.7 (Çizelge 7.12)

Hız faktörü (K_v): 1.12 (Çizelge 7.9)

Kuvvet dağılım faktörü (K_m): 1.22 (Çizelge 7.10)

Çalışma faktörü (K_o): 1.5 (Çizelge 7.11)

Yüzey kalite faktörü (K_y): 0,96

Boyut faktörü (K_b): 1 (Çizelge 7.14)

Çentik faktörü (K_ϵ): 1

Güvenirlilik faktörü (K_R): 0.9 (Çizelge 7.15)

Ömür faktörü (L_H): 1 (Çizelge 7.16)

Güvenlik katsayısı (S): 1.4

Malzeme faktörü (K_e): $192\sqrt{N}/mm$ (Çizelge 7.17)

Çevrim oranı faktörü (K_i): 1.15

Yuvarlanma noktası faktörü (K_α): 1.76

Dişli çark mukavemet değerinin (7.8),(7.9) ile bulunması:

$$\sigma_{d1} = K_y \times K_B \times K_R \times L_h \times \sigma_D / K_\epsilon$$

$$\sigma_{d1} = 0,96 \times 1 \times 0,9 \times 1 \times 860 / 1 = 743 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{em1} = \sigma_{d1} / S$ olduğundan hesaplamalarda kullanacağımız emniyetli gerilme değeridir. Güvenlik katsayısını 1,4 kabul alınır.

$$\sigma_{em1} = 743 / 1,4 = 530 \text{ N/mm}^2$$

Yukarıda verilen bilgiler (7.7)' de yerine koyularak vites grubu için modül hesaplanmıştır.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 240000 \times 0,965 \times 2,7 \times 1,5 \times 1,12 \times 1}{24^2 \times 0,8 \times 530}} = 2,04 \text{ mm olduğu görülür ve standart modül}$$

tablosundan $m_1 = 2,5 \text{ mm}$ seçilir. Seçilen modül yüzey basıncı mukavemet (7.10), (7.11), (7.12)' e göre sağlaması yapılır.

$$P_{HDc1} = P_{HD} \cdot K_L \cdot K_Y \cdot K_b \cdot K_{CHB} \cdot K_R = 1470 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,96 \cdot 1 \cdot 0,9 = 1270 \text{ N/mm}^2$$

$$P_H = 192 \times 1,76 \times 1,15 \sqrt{\frac{2 \times 240000 \times 1,5 \times 1,12 \times 1,22}{60,92 \times 76,15^2}} = 648,5 \text{ N/mm}^2$$

$$S_H = 1270 / 648,5 = 1,95$$

bulunur ve mekanizma yüzey basınç bakımından emniyetlidir.

7.3.3 Diferansiyel Grubu Dişli Çarkları Modül Hesabı

Traktörlerde motorda üretilen torku kuvvetini 90° derece yön değiştirerek akslara ve lastiklere ileten diferansiyel grubu dişli sisteminde helisel konik dişliler diğer adıyla ayna mahrutu dişlileri kullanılmıştır. Konik dişli çark mekanizmalarında koniklik bakımından her iki dişliyi karakterize eden taksimat konilerinin yarı açıları δ_{o1} ve δ_{o2} dir. Traktör çevre kuvveti ile üretilen ve tekerleğin yere aktarabileceği maksimum moment değerini aktarma organlarındaki değerleri hesaplandığında diferansiyel grubumuzda iletilen maksimum tork değerleri, arka aks diferansiyelinde 388 N.m, ön aks diferansiyelinde 263 Nm dir. Bu torklar ayna dişli ile mahrutu dişlileri arasında oluşur. Mahrutu ve ayna dişli malzemeleri 17CrNiMo6 kullanılmıştır. Hesaplarımızda kritik olan mahrutu dişlisi olduğundan hesaplarımızı mahrutu dişlisine göre yapılmıştır.

7.3.3.1 Arka Aks Diferansiyel Grubu Dişli Çarkları Modül Hesabı

Burulma Momenti: 388000 N.mm

Genişlik faktörü (Ψ): 1

Genişlik faktörü (Ψ_m): 10

Diş sayısı (z): 13

Eş değer diş sayısı (z_e): 15

Helis açısı (β): 15°

Koniklik açısı (δ): 14°

Kavrama açısı (α): 20°

Form faktörü (K_f): 3,2 (Çizelge 7.12)

Hız faktörü (K_v): 1.12 (Çizelge 7.9)

Kuvvet dağılım faktörü (K_m): 1.22 (Çizelge 7.10)

Çalışma faktörü (K_o): 1.5 (Çizelge 7.11)

Yüzey kalite faktörü (K_y): 0,96

Boyut faktörü (K_b): 1 (Çizelge 7.14)

Çentik faktörü (K_ϵ): 1

Güvenirlilik faktörü (K_R): 0,9 (Çizelge 7.15)

Ömür faktörü (L_H): 1 (Çizelge 7.16)

Güvenlik katsayısı (S): 1.1

Malzeme faktörü (K_e): $192\sqrt{N}/mm$ (Çizelge 7.17)

Çevrim oranı faktörü (K_i): 1.05

Yuvarlanma noktası faktörü (K_α): 1.76

Dişli çark mukavemet değerinin (7.8), (7.9) ile bulunması:

$$\sigma_{d1} = K_y \times K_B \times K_R \times L_h \times \sigma_D / K_\epsilon$$

$$\sigma_{d1} = 0,96 \times 1 \times 0,9 \times 1 \times 1000 / 1 = 864 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{em1} = \sigma_{d1} / S$ olduğundan hesaplamalarda kullanacağımız emniyetli gerilme değeridir. Güvenlik katsayısını 1,6 kabul alınır.

$$\sigma_{em1} = 864 / 1,6 = 530 \text{ N/mm}^2$$

Yukarıda verilen bilgiler (7.7)' de yerine koyularak vites grubu için ortalama modül hesaplanmıştır. Ortalama modül (7.13)' da kullanılarak hesaplarımızda kullanacağımız modül bulunmuştur.

$$m_m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 388000 \times 0,965 \times 3,25 \times 1,5 \times 1,12 \times 1}{13^2 \times 1 \times 530}} = 3,57 \text{ mm}$$

olarak hesaplanmıştır. Dişli çarkın dış modülü olarak (7.13)' den:

$$m = m_m \left(1 + \frac{\psi}{z} \sin(\delta) \right)$$

$$m = 3,57 \left(1 + \frac{10}{13} \times 0,241 \right) = 4,23 \text{ mm}$$

Standart modül tablosu Tablo 7.20'den **m= 6 mm** olarak belirlenmiştir.

Dişlilerin genişliğini belirlemek için standart modül $m = 6 \text{ mm}$ için, ortalama m_m modülünü hesaplanması gerekir. Denklem (6.13)' den :

$$m_{m2} = m / \left(1 + \frac{\psi}{z} \sin(\delta) \right) \quad m_m = 6 / \left(1 + \frac{10}{13} \times 0,241 \right)$$

$$m_{m2} = 5,06 \text{ mm ile}$$

Dişlilerin genişliği (7.6)'e göre hesaplanır:

$$b = \Psi_m \times m_m = 10 \times 5,06 = 50,6 \text{ mm} \quad b = 50 \text{ mm}$$

bulunur ve bu değer (7.14), (7.15)'den elde edilen sonuç :

$$R_a = d_o / 2 \sin(\delta) = (6 \times 13) / 2 \sin(14^\circ) = 161 \text{ mm}$$

$$b_1 \leq R_a / 3 = 161 / 3 = 54 \text{ mm}$$

$b_1 > b$ değerinden büyük olduğu için uygundur.

Seçilen modül yüzey basıncı mukavemet (7.10), (7.11), (7.12)' e göre sağlaması yapılır.

$$P_{HDc1} = P_{HD} \cdot K_L \cdot K_Y \cdot K_b \cdot K_{CHB} \cdot K_R = 1510 \cdot 1.1.1.1.0,9 = 1359 \text{ N/mm}^2$$

Bu modül değeri ile $d_o = 78 \text{ mm}$, $b = 50 \text{ mm}$ değerleri denklemde yerlerine konur.

$$P_H = 192 \times 1,76 \times 1,05 \sqrt{\frac{2 \times 388000 \times 1,5 \times 1,12 \times 1,22}{50 \times 78^2}} = 811 \text{ N/mm}^2$$

$$S_H = 1359 / 811 = 1,68$$

bulunur ve mekanizma yüzey basınç bakımından emniyetlidir.

7.3.3.2Ön Aks Diferansiyel Grubu Dişli Çarkları Modül Hesabı

Burulma Momenti: 263000 N.mm

Genişlik faktörü (Ψ): 1

Genişlik faktörü (Ψ_m): 10

Diş sayısı (z): 13

Eş değer diş sayısı(z_e): 15

Helis açısı (β): 15°

Koniklik açısı (δ): 14°

Kavrama açısı (α): 20°

Form faktörü (K_f): 3,25 (Çizelge 7.12)

Hız faktörü (K_v): 1.12 (Çizelge 7.9)

Kuvvet dağılım faktörü (K_m): 1.22 (Çizelge 7.10)

Çalışma faktörü (K_o): 1.5 (Çizelge 7.11)

Yüzey kalite faktörü (K_y): 0,96

Boyut faktörü (K_b): 1 (Çizelge 7.14)

Çentik faktörü (K_c): 1

Güvenirlilik faktörü (K_R): 0,9 (Çizelge 7.15)

Ömür faktörü (L_H): 1 (Çizelge 7.16)

Güvenlik katsayısı (S): 1.1

Malzeme faktörü (K_e): $192\sqrt{N}/mm$ (Çizelge 7.17)

Çevrim oranı faktörü (K_i): 1.05

Yuvarlanma noktası faktörü (K_a): 1.76

Dişli çark mukavemet değerinin (7.8),(7.9) ile bulunması:

$$\sigma_{d1} = K_y \times K_B \times K_R \times L_h \times \sigma_D / K_\phi$$

$$\sigma_{d1} = 0,96 \times 1 \times 0,9 \times 1 \times 1000 / 1 = 864 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{em1} = \sigma_{d1} / S$ olduğundan hesaplamalarda kullanacağımız emniyetli gerilme değeridir. Güvenlik katsayısını 1,6 kabul alınır.

$$\sigma_{em1} = 864 / 1,6 = 530 \text{ N/mm}^2$$

Yukarıda verilen bilgiler (7.7)' de yerine koyularak vites grubu için ortalama modül hesaplanmıştır. Ortalama modül (7.11)' da kullanılarak hesaplarımızda kullanacağımız modül bulunmuştur.

$$m_m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 263000 \times 0,965 \times 3,25 \times 1,5 \times 1,12 \times 1}{13^2 \times 1 \times 530}} = 3,13 \text{ mm}$$

olarak hesaplanmıştır. Dişli çarkın dış modülü olarak (7.13)' den:

$$m = m_m \left(1 + \frac{\psi}{z} \sin(\delta) \right)$$

$$m = 3,13 \left(1 + \frac{10}{13} \times 0,241 \right) = 3,7 \text{ mm}$$

Standart modül tablosu Tablo 7.20'den **m= 4mm** olarak belirlenmiştir.

Dişlilerin genişliğini belirlemek için standart modül $m = 4 \text{ mm}$ için, ortalama m_m modülünü hesaplanması gerekir. Denklem (7.13)' den :

$$m_{m2} = m / \left(1 + \frac{\psi}{z} \sin(\delta) \right)_{m=4} / \left(1 + \frac{10}{13} \times 0,241 \right)$$

$$m_{m2} = 3,37 \text{ mm ile}$$

Dişlilerin genişliği (7.3)'e göre hesaplanır:

$$b = \Psi_m \times m_m = 10 \times 3,37 = 33,7 \text{ mm} \quad b = 35 \text{ mm}$$

bulunur ve bu değer (7.14), (7.15)'den elde edilen sonuç :

$$R_a = d_o / 2 \sin(\delta) = (4 \times 13) / 2 \sin(14^\circ) = 107 \text{ mm}$$

$$b_1 \leq R_a/3 = 107 / 3 = 36 \text{ mm}$$

$b_1 > b$ değerinden büyük olduğu için uygundur.

Seçilen modül yüzey basınç mukavemet (7.10), (7.11), (7.12)' e göre sağlaması yapılır.

$$P_{HDc1} = P_{HD} \cdot K_L \cdot K_Y \cdot K_b \cdot K_{CHB} \cdot K_R = 1510 \cdot 1.1 \cdot 1.1 \cdot 1.0 \cdot 0.9 = 1359 \text{ N/mm}^2$$

$$P_H = 192 \times 1.76 \times 1.05 \sqrt{\frac{2 \times 263000 \times 1.5 \times 1.12 \times 1.22}{35 \times 52^2}} = 1197 \text{ N/mm}^2$$

$$S_H = 1359 / 1197 = 1.13$$

bulunur ve mekanizma yüzey basıncı bakımından emniyetlidir.

7.3.4 Son Aktarma Grubu Planet Mekanizması Modül Hesabı

Traktörlerde elde edilmek istenen tork değerlerine ulaşmak için diferansiyel mekanizmasından sonra bir aktarma organına daha ihtiyaç vardır ve bütün aktarma grupların içinde en çok çevrim oranı bu grupta olmaktadır. Son aktarma organlarında alın iki dişli veya son yıllarda planet mekanizması sistemi kullanılmaktadır. Traktörümüzde verimliliği ve daha küçük boyutlarda daha çok tork elde edebildiğimiz için planet mekanizması kullanılmıştır. Planet dişli malzemesi olarak 18CrNi8 malzemesi kullanılmıştır. Planet dişli sisteminde iletilen tork değerleri arka ask için 1502 Nm, ön aks için 1018 Nm'dir.

7.3.4.1 Arka Aks Son Aktarma Grubu Planet Mekanizması Modül Hesabı

Burulma Momenti: 500667 N.mm (Sistemdeki planetlere düşen moment)

Genişlik faktörü (Ψ): 1

Güneş dişli sayısı (z_g): 15

Planet dişli sayısı (z_p): 33

Çember dişli sayısı (z_c): 81

Planet sayısı: 3

Kavrama açısı (α): 20°

Form faktörü (K_f): 3,25 (Çizelge 7.12)

Hız faktörü (K_v): 1.12 (Çizelge 7.9)

Kuvvet dağılım faktörü (K_m): 1.22 (Çizelge 7.10)

Çalışma faktörü (K_o): 1.5 (Çizelge 7.11)

Yüzey kalite faktörü (K_y): 0,96

Boyut faktörü (K_b): 1 (Çizelge 7.14)

Çentik faktörü (K_c): 1

Güvenirlilik faktörü (K_R): 0,9 (Çizelge 7.15)

Ömür faktörü (L_H): 1 (Çizelge 7.16)

Güvenlik katsayısı (S): 1.4

Malzeme faktörü (K_e): $192\sqrt{N}/mm$ (Çizelge 7.17)

Çevrim oranı faktörü (K_i): 1.07

Yuvarlanma noktası faktörü (K_a): 1.76

Dişli çark mukavemet değerinin (6.8), (6.9) ile bulunması:

$$\sigma_{d1} = K_y \times K_B \times K_R \times L_h \times \sigma_D / K_c$$

$$\sigma_{d1} = 0,96 \times 1 \times 0,9 \times 1 \times 1100 / 1 = 950,4 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{em1} = \sigma_{d1} / S$ olduğundan hesaplamalarda kullanacağımız emniyetli gerilme değeridir.

Güvenlik katsayısını 1,1 kabul alınır.

$$\sigma_{em1} = 950,4 / 1,5 = 633 \text{ N/mm}^2$$

Yukarıda verilen bilgiler (6.7)' de yerine koyularak vites grubu için modül hesaplanmıştır.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 500667 \times 3,25 \times 1,5 \times 1,12 \times 1}{15^2 \times 1 \times 633}} = 3,38 \text{ mm olduğu görülür ve standart modül}$$

tablosundan $m_1 = 5 \text{ mm}$ seçilir. Seçilen modül yüzey basınç mukavemet (6.10), (6.11), (6.12)' e göre sağlaması yapılır.

$$P_{HDc1} = P_{HD} \cdot K_L \cdot K_Y \cdot K_b \cdot K_{CHB} \cdot K_R = 1940 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,9 = 1746 \text{ N/mm}^2$$

$$P_H = 192 \times 1,76 \times 1,07 \sqrt{\frac{2 \times 1502000 \times 1,5 \times 1,12 \times 1,22}{50 \times 75^3}} = 1692 \text{ N/mm}^2$$

$$S_H = 1746 / 1692 = 1,1$$

bulunur ve 1'den büyük olduğundan mekanizma yüzey basıncı bakımından emniyetlidir.

7.3.4.2 Ön Aks Son Aktarma Grubu Planet Mekanizması Modül Hesabı

Burulma Momenti: 339333 N.mm (Sistemdeki planetlere düşen moment)

Genişlik faktörü (Ψ): 1

Güneş dişli sayısı (z_g): 13

Planet dişli sayısı (z_p): 14

Çember dişli sayısı (z_c): 41

Planet sayısı: 3

Kavrama açısı (α): 20°

Form faktörü (K_f): 3,4 (Çizelge 7.12)

Hız faktörü (K_v): 1.12 (Çizelge 7.9)

Kuvvet dağılım faktörü (K_m): 1.22 (Çizelge 7.10)

Çalışma faktörü (K_o): 1.5 (Çizelge 7.11)

Yüzey kalite faktörü (K_y): 0,96

Boyut faktörü (K_b): 1 (Çizelge 7.14)

Çentik faktörü (K_c): 1

Güvenirlilik faktörü (K_R): 0,9 (Çizelge 7.15)

Ömür faktörü (L_H): 1 (Çizelge 7.16)

Güvenlik katsayısı (S): 1.4

Malzeme faktörü (K_e): $192\sqrt{N}/mm$ (Çizelge 7.17)

Çevrim oranı faktörü (K_i): 1.11

Yuvarlanma noktası faktörü (K_a): 1.76

Dişli çark mukavemet değerinin (7.8),(7.9) ile bulunması:

$$\sigma_{d1} = K_y \times K_B \times K_R \times L_h \times \sigma_D / K_\phi$$

$$\sigma_{d1} = 0,96 \times 1 \times 0,9 \times 1 \times 1100 / 1 = 950,4 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{em1} = \sigma_{d1} / S$ olduğundan hesaplamalarda kullanacağımız emniyetli gerilme değeridir. Güvenlik katsayısını 1,1 kabul alınır.

$$\sigma_{em1} = 950,4 / 1,5 = 633 \text{ N/mm}^2$$

Yukarıda verilen bilgiler (7.7)' de yerine koyularak vites grubu için modül hesaplanmıştır.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 339333 \times 3,4 \times 1,5 \times 1,12 \times 1}{13^2 \times 1 \times 633}} = 3,31 \text{ mm olduğu görülür ve standart modül}$$

tablosundan $m_1 = 5 \text{ mm}$ seçilir. Seçilen modül yüzey basıncı mukavemet (7.10), (7.11), (7.12)' e göre sağlaması yapılır.

$$P_{HDC1} = P_{HD} \cdot K_L \cdot K_Y \cdot K_b \cdot K_{CHB} \cdot K_R = 1940 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,9 = 1746 \text{ N/mm}^2$$

$$P_H = 192 \times 1,76 \times 1,11 \sqrt{\frac{2 \times 1018000 \times 1,5 \times 1,12 \times 1,22}{50 \times 65^2}} = 1667 \text{ N/mm}^2$$

$$S_H = 1746 / 1667 = 1,1$$

bulunur ve 1'den büyük olduğundan mekanizma yüzey basıncı bakımından emniyetlidir.

7.3.5 PTO Modül Hesabı

Burulma Momenti: 215000 N.mm

Genişlik faktörü (Ψ): 0.8

Diş sayısı (z): 18

Kavrama açısı (α): 20°

Form faktörü (K_f): 3 (Çizelge 7.12)

Hız faktörü (K_v): 1.12 (Çizelge 7.9)

Kuvvet dağılım faktörü (K_m): 1.22 (Çizelge 7.10)

Çalışma faktörü (K_o): 1.5 (Çizelge 7.11)

Yüzey kalite faktörü (K_y): 0,96

Boyut faktörü (K_b): 1 (Çizelge 7.14)

Çentik faktörü (K_ϵ): 1

Güvenirlilik faktörü (K_R): 0.9 (Çizelge 7.15)

Ömür faktörü (L_H): 1 (Çizelge 7.16)

Güvenlik katsayısı (S): 1.4

Malzeme faktörü (K_e): $192\sqrt{N}/mm$ (Çizelge 7.17)

Çevrim oranı faktörü (K_i): 1.13

Yuvarlanma noktası faktörü (K_α): 1.76

Dişli çark mukavemet değerinin (7.8), (7.9) ile bulunması:

$$\sigma_{d1} = K_y \times K_B \times K_R \times L_h \times \sigma_D / K_\epsilon$$

$$\sigma_{d1} = 0,96 \times 1 \times 0,9 \times 1 \times 860 / 1 = 743 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{em1} = \sigma_{d1} / S$ olduğundan hesaplamalarda kullanacağımız emniyetli gerilme değeridir.

Güvenlik katsayısını 1,4 kabul alınır.

$$\sigma_{em1} = 743 / 1,4 = 530 \text{ N/mm}^2$$

Yukarıda verilen bilgiler (7.7)' de yerine koyularak vites grubu için modül hesaplanmıştır.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 215000 \times 3 \times 1,5 \times 1,12 \times 1}{18^2 \times 0,8 \times 530}} = 2,51 \text{ mm olduğu görülür ve standart modül}$$

tablosundan **m₁ = 3 mm** seçilir. Seçilen modül yüzey basıncı mukavemet (7.10), (7.11), (7.12)' e göre sağlaması yapılır.

$$P_{HDc1} = P_{HD} \cdot K_L \cdot K_Y \cdot K_b \cdot K_{CHB} \cdot K_R = 1470 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,96 \cdot 1 \cdot 0,9 = 1270 \text{ N/mm}^2$$

$$P_H = 192 \times 1,76 \times 1,13 \sqrt{\frac{2 \times 215000 \times 1,5 \times 1,12 \times 1,22}{43,2 \times 54^2}} = 1010 \text{ N/mm}^2$$

$$S_H = 1270 / 1010 = 1,25$$

Bulunur ve mekanizma yüzey basıncı bakımından emniyetlidir.

Çizelge 7. 21 Aktarma organlarının modülleri

	Vites Grubu	Takviye Grubu	Arka Aks Diferansiyel	Ön Aks Diferansiyel	Arka Aks Son Redüksiyon	Ön Aks Son Redüksiyon	PTO
Modül(mm)	2	2,5	6	4	5	5	3

7.4 Mil ve Yatak Kuvvetleri Hesabı

Eş çalışan dişlilerde kavrama sırasında meydana gelen kuvvetler, mil ve yataklar tarafından karşılanır. F_{n1} ve F_{n2} diş kuvvetleri kavrama doğrusunun temas noktasında birbirine zıt olarak ve aynı şekilde bunların F_{t1} , F_{t2} ve F_{r1} , F_{r2} bileşenleri de çalışır. Buna göre F_n kuvvetin, teğetsel F_t , radyal F_r ve eksenel F_a olmak üzere üç adet bileşeni vardır. Bu kuvvetler aşağıdaki formüller ile bulunur[2]

$$F_t = 2 \times M_b / d_o \text{ (N)} \quad (7.16)$$

$$F_r = F_t \times \tan(\alpha) / \cos(\beta) \text{ (N)} \quad (7.17)$$

$$F_a = F_t \times \tan(\beta) \text{ (N)} \quad (7.18)$$

$$F_{\text{bileşke}} = \sqrt{FA^2 + FB^2} \text{ (N)} \quad (7.19)$$

$$M_E = \sqrt{MA^2 + MB^2} \text{ (Nmm)} \quad (7.20)$$

$$M_{\text{bileşke}} = \sqrt{Me^2 x (\sigma) + 0,75 x Mb} \text{ (Nmm)} \quad (7.21)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 x Mb}{\pi x \tau}} \text{ (mm)} \quad (7.22)$$

7.4.1 Vites Kutusu Mil ve Yatak Kuvvetleri Hesabı

Vites kutusunda en kritik dişli çifti için hesap yapılmıştır. Bu dişli çiftimiz 23-83 diş sayılı eş çalışan dişlilerdir.

Burulma momenti (M_b) : 73000 Nmm

kavrama açısı(α) : 20°

helis açısı(β) : 15°

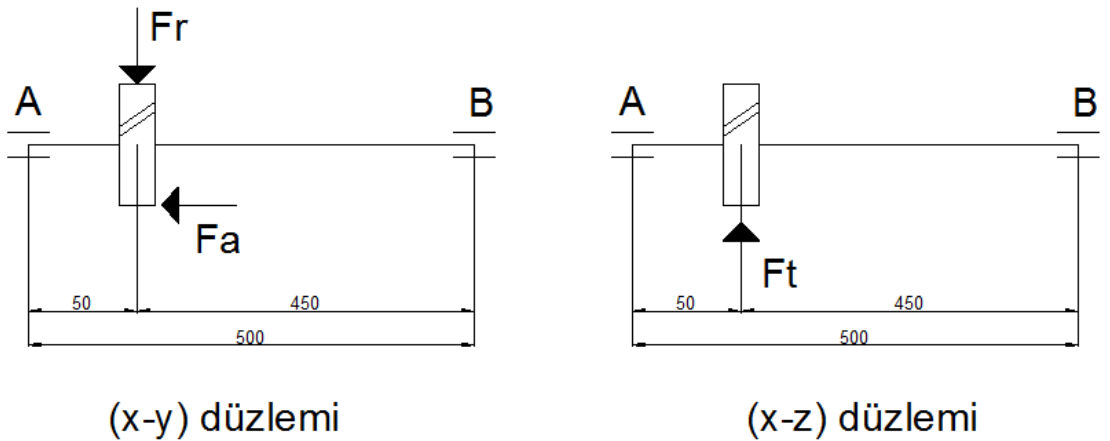
Taksimat dairesi (d_o) : 48 mm

Mil uzunluğu (L) : 500 mm

$$F_t = 2 \times 73000 / 48 = 3041 \text{ N}$$

$$F_r = 3041 \times \tan(20^\circ) / \cos(15^\circ) = 1145 \text{ N}$$

$$F_a = 3041 \times \tan(15^\circ) = 815 \text{ N}$$



Şekil 7.3 Düzlemlerdeki kuvvetler

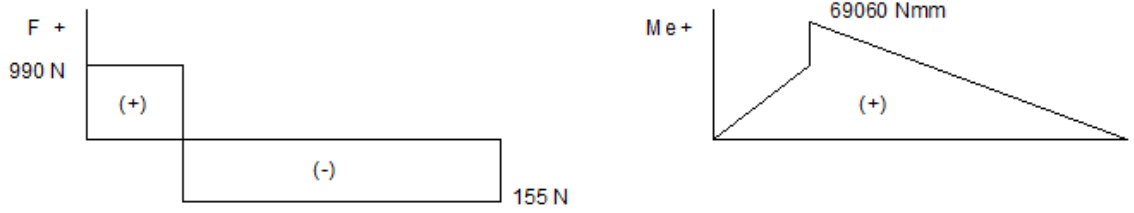
(x – y) düzleminde radyal ve eksenel kuvvetler hesaplanmıştır.

B noktasına göre moment alınırsa,

$$F_{a1} = ((1145 \times 450) - (815 \times 24))/500 = 990 \text{ N}$$

$$\Sigma F = 0 \quad 1145 - 990 - F_{b1} = 0 \quad F_{b1} = 155 \text{ N}$$

$$M_{e1} = (990 \times 50) + (815 \times 24) = 49500 + 19560 = 69060 \text{ Nmm}$$



Şekil 7.4 x-y düzlemi kuvvet moment diyagramı

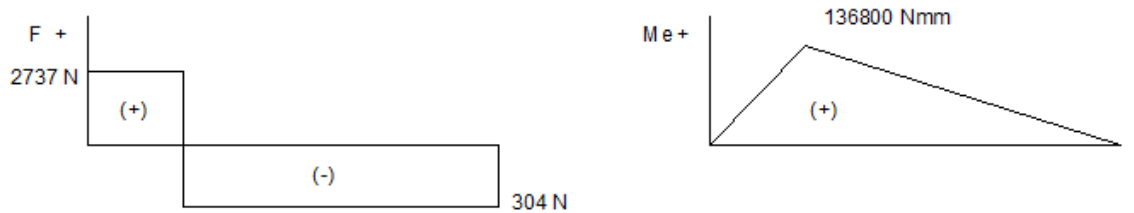
(x - z) düzleminde teğetsel kuvvet hesaplanmıştır.

B noktasına göre moment alınırsa,

$$F_{a2} = (3041 \times 450)/500 = 2737 \text{ N}$$

$$\Sigma F = 0 \quad 3041 - 2737 - F_{b2} = 0 \quad F_{b1} = 304 \text{ N}$$

$$M_{e1} = (2737 \times 50) = 136850 \text{ Nmm}$$



Şekil 7.5 x-z düzlemi kesme kuvveti ve eğilme moment diyagramı

A ve B yataklarındaki toplam bileşik gerilme (7.19) eşitliğiyle ile,

$$F_A = \sqrt{990^2 + 2737^2} = 2910 \text{ N}$$

$$F_B = \sqrt{155^2 + 304^2} = 341 \text{ N}$$

Mildeki toplam eğilme gerilmesi (7.20) eşitliğiyle,

$$M_E = \sqrt{69060^2 + 136800^2} = 153243 \text{ N}$$

Milde eğilme ve burulma momentleriyle oluşan toplam moment (7.21) eşitliğiyle,

$$M_{\text{bileşke}} = \sqrt{153243^2 \times (550/360) + 0,75 \times 73000} = 199685 \text{ Nmm}$$

$$\tau_{\text{em}} = \tau/3 = 550/3 = 183 \text{ N/mm}^2 \text{ (Emniyetli kesme mukavemet değeri)}$$

Milin emniyetli çalışması için gerekli olan çap değeri (7.22) eşitliğiyle,

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times Mb}{\pi \times \tau}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 199685}{\pi \times 183}} = 17,7 \text{ mm}$$

bulunur ve $d_1 = 20 \text{ mm}$ seçilmiştir.

7.4.2 Takviye Kutusu Mil ve Yatak Kuvvetleri Hesabı

Takviye kutusunda en kritik dişli çifti için hesap yapılmıştır. Bu dişli çiftimiz 24-71 diş sayılı eş çalışan dişlilerdir.

$$\text{Burulma momenti (M}_b\text{)} : 240000 \text{ Nmm}$$

$$\text{kavrama açısı}(\alpha) : 20^\circ$$

$$\text{helis açısı}(\beta) : 15^\circ$$

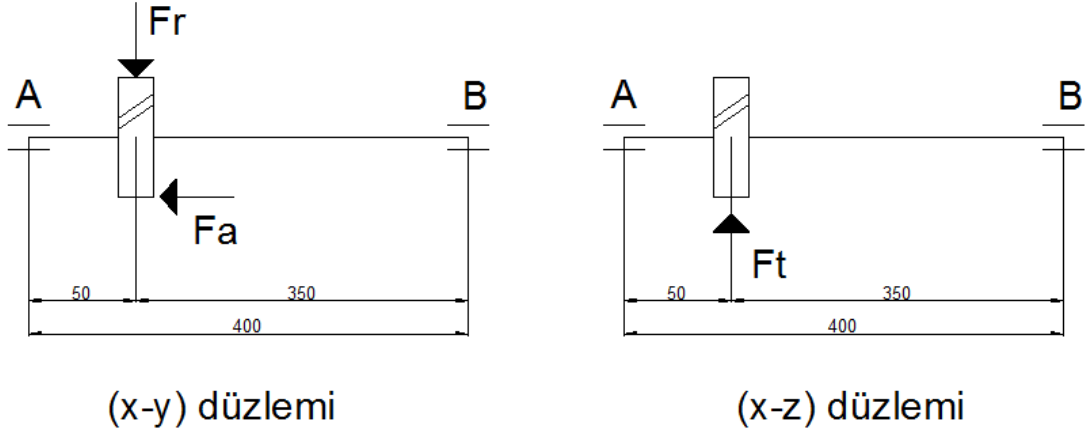
$$\text{Taksimat dairesi (d}_o\text{)} : 62 \text{ mm}$$

$$\text{Mil uzunluğu (L)} : 400 \text{ mm}$$

$$F_t = 2 \times 240000/62 = 7742 \text{ N}$$

$$F_r = 7742 \times \tan(20^\circ)/\cos(15^\circ) = 2917 \text{ N}$$

$$F_a = 7742 \times \tan(15^\circ) = 2074 \text{ N}$$



Şekil 7.6 Düzlemlerdeki kuvvetler

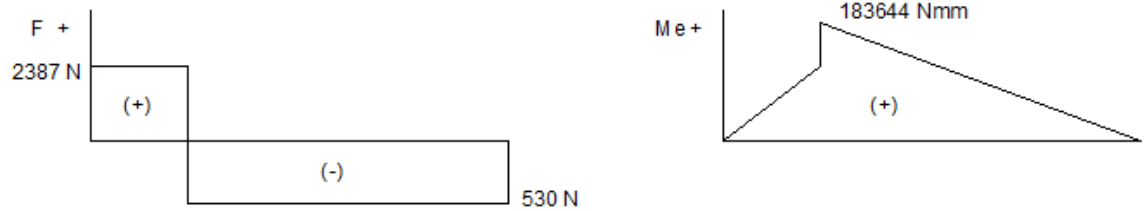
(x – y) düzleminde radyal ve eksenel kuvvetler hesaplanmıştır.

B noktasına göre moment alınırsa,

$$F_{a1} = ((2917 \times 350) - (2074 \times 31))/400 = 2387 \text{ N}$$

$$\Sigma F = 0 \quad 2917 - 2387 - F_{b1} = 0 \quad F_{b1} = 530 \text{ N}$$

$$M_{e1} = (2387 \times 50) + (2074 \times 31) = 119350 + 64294 = 183644 \text{ Nmm}$$



Şekil 7.7 x-y düzlemi kesme kuvveti ve eğilme moment diyagramı

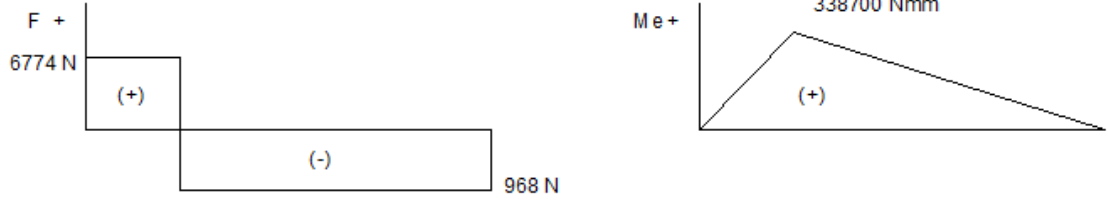
(x – z) düzleminde teğetsel kuvvet hesaplanmıştır.

B noktasına göre moment alınırsa,

$$F_{a2} = (7742 \times 350)/400 = 6774 \text{ N}$$

$$\Sigma F = 0 \quad 7742 - 6774 - F_{b2} = 0 \quad F_{b1} = 968 \text{ N}$$

$$M_{e1} = (6774 \times 50) = 338700 \text{ Nmm}$$



Şekil 7.8 x-z düzlemi kesme kuvveti ve eğilme moment diyagramı

A ve B yataklarındaki toplam bileşik gerilme (7.19) eşitliğiyle,

$$F_A = \sqrt{2387^2 + 6774^2} = 7182 \text{ N}$$

$$F_B = \sqrt{530^2 + 968^2} = 1103 \text{ N}$$

Mildeki toplam eğilme gerilmesi(7.20) eşitliğiyle,

$$M_E = \sqrt{183644^2 + 338700^2} = 385282 \text{ N}$$

Milde eğilme ve burulma momentleriyle oluşan toplam moment(7.21) eşitliğiyle,

$$M_{\text{bileşke}} = \sqrt{385282^2 \times (550/360) + 0,75 \times 240000} = 624243 \text{ Nmm}$$

Milin emniyetli çalışması için gerekli olan çap değeri (7.22) eşitliğiyle,

$$\tau_{\text{em}} = \tau/3 = 550/3 = 183 \text{ N/mm}^2$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times Mb}{\pi \times \tau}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 624243}{\pi \times 183}} = 32 \text{ mm}$$

bulunur ve $d_2 = 35 \text{ mm}$ seçilmiştir.

BÖLÜM 8

DİŞLİLERİN BOYUTLANDIRILMASI

Bu bölümde aktarma organlarının hesaplanan modül değerlerine göre dişli boyutlandırması yapılacaktır. Sistemlerimizde son redüksiyon grubu hariç helisel dişli kullanılmıştır[3].

$$\text{Alın modülü (} m_a \text{)} : m_n / \cos\beta \quad (8.1)$$

$$\text{Diş genişliği (} b \text{)} : \Psi_m \times m_n \quad (8.2)$$

$$\text{Diş genişliği (} b \text{)} : \Psi_d \times d_o \quad (8.3)$$

$$\text{Bölüm dairesi çapı (} d_o \text{)} : (m_n \times z) / \cos\beta \quad (8.4)$$

$$\text{Dişbaşı dairesi çap} : d_o + (2 \times m_n) \quad (8.5)$$

$$\text{Taban dairesi çapı} : d_o - (2.5 \times m_n) \quad (8.6)$$

$$\text{Eksen arası mesafe (} a \text{)} : ((z_1 + z_2) / 2) \times (m_n / \cos\beta) \quad (8.7)$$

$$\text{Koni uzunluğu (} R_a \text{)} : (d_o / 2 \sin(\delta_1)) \quad (8.8)$$

8.1 Vites Kutusu Dişlileri Boyutlandırması

Vites kutusu için seçtiğimiz standart modül = 2 mm dir. Yukarı açıklanan (8.1),(8.2),(8.3),(8.4),(8.5),(8.6),(8.7),(8.8) formülleriyle hesaplama yapılır,

$$\text{Diş sayıları (} z \text{)} : 23 - 82$$

$$\text{Helis açısı (} \beta \text{)} : 15^\circ$$

$$\text{Modül (} m \text{)} : 2 \text{ mm}$$

$$\text{Alın modülü (} m_a \text{)} : 2 / \cos(15^\circ) = 2,07 \text{ mm}$$

$$\text{Bölüm dairesi çapı (d}_{o1}) : (2 \times 23) / 0,965 = 47,67 \text{ mm}$$

$$\text{Bölüm dairesi çapı (d}_{o2}) : (2 \times 83) / 0,965 = 172 \text{ mm}$$

$$\text{Diş genişliği (b)} : 47,67 \times 0,8 = 38,13 \quad b_1 = 40 \text{ mm} \quad b_2 = 45 \text{ mm} \text{ seçilir}$$

$$\text{Taban dairesi çapı (d}_{t1}) : 47,67 - (2,5 \times 2) = 42,67 \text{ mm}$$

$$\text{Taban dairesi çapı (d}_{t2}) : 172 - (2,5 \times 2) = 167 \text{ mm}$$

$$\text{Eksen arası mesafe (a)} : ((23+83)/2) \times (2/0,965) = 109,84 \text{ mm}$$

$$\text{Diş sayıları (z)} : 32 - 75$$

$$\text{Helis açısı (\beta)} : 15^\circ$$

$$\text{Modül (m)} : 2 \text{ mm}$$

$$\text{Alın modülü (m}_a) : 2 / \cos(15^\circ) = 2,07 \text{ mm}$$

$$\text{Bölüm dairesi çapı (d}_{o1}) : (2 \times 32) / 0,965 = 64,25 \text{ mm}$$

$$\text{Bölüm dairesi çapı (d}_{o2}) : (2 \times 75) / 0,965 = 155,44 \text{ mm}$$

$$\text{Diş genişliği (b)} : 64,25 \times 0,8 = 51,4 \quad b_1 = 55 \text{ mm} \quad b_2 = 60 \text{ mm} \text{ seçilir}$$

$$\text{Taban dairesi çapı (d}_{t1}) : 64,25 - (2,5 \times 2) = 59,25 \text{ mm}$$

$$\text{Taban dairesi çapı (d}_{t2}) : 172 - (2,5 \times 2) = 150,44 \text{ mm}$$

$$\text{Eksen arası mesafe (a)} : ((32+75)/2) \times (2/0,965) = 109,84 \text{ mm}$$

$$\text{Diş sayıları (z)} : 41 - 65$$

$$\text{Helis açısı (\beta)} : 15^\circ$$

$$\text{Modül (m)} : 2 \text{ mm}$$

$$\text{Alın modülü (m}_a) : 2 / \cos(15^\circ) = 2,07 \text{ mm}$$

$$\text{Bölüm dairesi çapı (d}_{o1}) : (2 \times 41) / 0,965 = 84,97 \text{ mm}$$

$$\text{Bölüm dairesi çapı (d}_{o2}) : (2 \times 65) / 0,965 = 134,72 \text{ mm}$$

$$\text{Diş genişliği (b)} : 84,97 \times 0,8 = 67,98 \quad b_1 = 70 \text{ mm} \quad b_2 = 75 \text{ mm} \text{ seçilir}$$

Taban dairesi çapı (d_{t1}) : $84,97 - (2,5 \times 2) = 74,97 \text{ mm}$
 Taban dairesi çapı (d_{t2}) : $134,72 - (2,5 \times 2) = 129,72 \text{ mm}$
 Eksen arası mesafe (a) : $((41+65)/2) \times (2/0,965) = 109,84 \text{ mm}$

Diş sayıları (z) : 44 - 62
 Helis açısı (β) : 15°
 Modül (m) : 2 mm
 Alın modülü (m_a) : $2 / \cos(15^\circ) = 2,07 \text{ mm}$
 Bölüm dairesi çapı (d_{o1}) : $(2 \times 44) / 0,965 = 91,19 \text{ mm}$
 Bölüm dairesi çapı (d_{o2}) : $(2 \times 62) / 0,965 = 128,5 \text{ mm}$
 Diş genişliği (b) : $91,19 \times 0,8 = 72,95$ $b_1 = 75 \text{ mm}$ $b_2 = 80 \text{ mm}$ seçilir
 Taban dairesi çapı (d_{t1}) : $91,19 - (2,5 \times 2) = 86,19 \text{ mm}$
 Taban dairesi çapı (d_{t2}) : $128 - (2,5 \times 2) = 123,5 \text{ mm}$
 Eksen arası mesafe (a) : $((44+62)/2) \times (2/0,965) = 109,84 \text{ mm}$

Çizelge 8. 1 Vites kutusu dişlileri boyutlandırma çizelgesi

	23-83		32-75		41-65		44-62	
Taksimat Dairesi	47,67	172,02	64,25	155,44	84,97	134,72	91,19	128,50
Baş Dairesi Çapı	51,67	176,02	68,25	159,44	88,97	138,72	95,19	132,50
Taban Dairesi Çapı	42,67	167,02	59,25	150,44	79,97	129,72	86,19	123,50
Dişlilerin Genişliği	40,00	45,00	51,40	124,35	67,98	107,77	72,95	102,80
Eksenler Arası Mesafe	109,84		109,84		109,84		109,84	
Diş Kalınlığı	3,14		3,14		3,14		3,14	
Kavrama Açısı	20		20		20		20	
Helis Açısı	15		15		15		15	
Helis Yönü	sağ	sol	sağ	sol	sağ	sol	sağ	sol
Diş Açma Kalitesi	DIN6		DIN6		DIN6		DIN6	
Devir Sayısı	2200	609,6386	2200	909,3333	2200	1387,6923	2200	1561,29
Aktarma Oranı	3,61		2,42		1,59		1,41	
Malzeme	16MnCr5		16MnCr5		16MnCr5		16MnCr5	
Elastik Modülü	210 Gpa		210 Gpa		210 Gpa		210 Gpa	

8.2 Takviye Kutusu Dişlileri Boyutlandırması

Takviye kutusu için seçtiğimiz standart modül = 2,5 mm dir. Yukarı açıklanan (8.1),(8.2),(8.3),(8.4),(8.5),(8.6),(8.7), formülleriyle hesaplama yapılır,

Diş sayıları (z)	: 24 - 71
Helis açısı (β)	: 15°
Modül (m)	: 2,5 mm
Alın modülü (m_a)	: $2 / \cos(15^\circ) = 2,07$ mm
Bölüm dairesi çapı (d_{o1})	: $(2,5 \times 21) / 0,965 = 62,18$ mm
Bölüm dairesi çapı (d_{o2})	: $(2,5 \times 71) / 0,965 = 183,94$ mm
Diş genişliği (b)	: $62,18 \times 0,8 = 49,74$ $b_1 = 50$ mm $b_2 = 55$ mm seçilir
Taban dairesi çapı (d_{t1})	: $62,18 - (2,5 \times 2,5) = 55,93$ mm
Taban dairesi çapı (d_{t2})	: $183,94 - (2,5 \times 2,5) = 177,69$ mm
Eksen arası mesafe (a)	: $((24+71)/2) \times (2/0,965) = 123$ mm

Diş sayıları (z)	: 41 - 54
Helis açısı (β)	: 15°
Modül (m)	: 2,5 mm
Alın modülü (m_a)	: $2 / \cos(15^\circ) = 2,07$ mm
Bölüm dairesi çapı (d_{o1})	: $(2,5 \times 41) / 0,965 = 106,22$ mm
Bölüm dairesi çapı (d_{o2})	: $(2,5 \times 54) / 0,965 = 139,9$ mm
Diş genişliği (b)	: $106,22 \times 0,8 = 84,97$ $b_1 = 85$ mm $b_2 = 90$ mm seçilir
Taban dairesi çapı (d_{t1})	: $106,22 - (2,5 \times 2,5) = 99,97$ mm
Taban dairesi çapı (d_{t2})	: $139,9 - (2,5 \times 2,5) = 133,65$ mm
Eksen arası mesafe (a)	: $((41+54)/2) \times (2/0,965) = 123$ mm

Diş sayıları (z)	: 61 - 34
Helis açısı (β)	: 15°
Modül (m)	: 2,5 mm
Alın modülü (m_a)	: $2 / \cos(15^\circ) = 2,07$ mm
Bölüm dairesi çapı (d_{o1})	: $(2,5 \times 61) / 0,965 = 158$ mm
Bölüm dairesi çapı (d_{o2})	: $(2,5 \times 34) / 0,965 = 88$ mm
Diş genişliği (b)	: $88 \times 0,8 = 70,47$ $b_1 = 75$ mm $b_2 = 80$ mm seçilir
Taban dairesi çapı (d_{t1})	: $158 - (2,5 \times 2,5) = 151,78$ mm
Taban dairesi çapı (d_{t2})	: $88 - (2,5 \times 2,5) = 81,83$ mm
Eksen arası mesafe (a)	: $((61+34)/2) \times (2/0,965) = 123$ mm

Çizelge 8. 2 Takviye kutusu dişlileri boyutlandırma çizelgesi

	24-71		41-54		61-34	
Taksimat Dairesi	62,18	183,94	106,22	139,90	158,03	88,08
Baş Dairesi Çapı	67,18	188,94	111,22	144,90	163,03	93,08
Taban Dairesi Çapı	55,93	177,69	99,97	133,65	151,78	81,83
Dişlilerin Genişliği	49,74	147,15	84,97	111,92	126,42	70,47
Eksenler Arası Mesafe	123		123		123	
Diş Kalınlığı	3,14		3,14		3,14	
Kavrama Açısı	20		20		20	
Helis Açısı	15		15		15	
Helis Yönü	sağ	sol	sağ	sol	sağ	sol
Diş Açma Kalitesi	DIN6		DIN6		DIN6	
Devir Sayısı	610	206,1972	610	463,1481	610	1094,4118
Aktarma Oranı	2,96		1,32		0,56	
Malzeme	16MnCr5		16MnCr5		16MnCr5	
Elastik Modülü	210 Gpa		210 Gpa		210 Gpa	

8.3 Diferansiyel Dişlileri Boyutlandırması

Arka aks diferansiyel için seçtiğimiz standart modül değerimiz 5 mm dir. Yukarı açıklanan (8.1),(8.2),(8.3),(8.4),(8.5),(8.6),(8.7), (8.8) formülleriyle hesaplama yapılır,

Diş sayıları (z)	: 13 - 53
Helis açısı (β)	: 15°
Eksenler açısı (δ_1)	: 14°
Eksenler açısı (δ_2)	: 76°
Modül (m)	: 5 mm
Ortalama modül (m_m)	: 4,16 mm
Bölüm dairesi çapı (d_{o1})	: (5 x 13) = 65 mm
Bölüm dairesi çapı (d_{o2})	: (5 x 53) = 265 mm
Diş genişliği (b)	: $4,1 \times 10 = 41$ $b_1 = 45$ mm $b_2 = 50$ mm seçilir
Taban dairesi çapı (d_{t1})	: $62,18 - (5 \times 2,5) = 55,93$ mm
Taban dairesi çapı (d_{t2})	: $183,94 - (5 \times 2,5) = 177,69$ mm
Koni uzunluğu (a)	: (65/(2/0,241)) = 135,4 mm

Ön aks diferansiyel için seçtiğimiz standart modül değerimiz 4 mm dir. Yukarı açıklanan (8.1),(8.2),(8.3),(8.4),(8.5),(8.6),(8.7), (8.8) formülleriyle hesaplama yapılır,

Diş sayıları (z)	: 13 - 53
Helis açısı (β)	: 15°
Eksenler açısı (δ_1)	: 14°
Eksenler açısı (δ_2)	: 76°
Modül (m)	: 4 mm
Ortalama modül (m_m)	: 3,37 mm
Bölüm dairesi çapı (d_{o1})	: (4 x 13) = 52 mm
Bölüm dairesi çapı (d_{o2})	: (4 x 53) = 212 mm
Diş genişliği (b)	: $3,37 \times 10 = 33,7$ $b_1 = 35$ mm $b_2 = 40$ mm seçilir

$$\text{Taban dairesi } \varnothing_1 (d_{t1}) : 52 - (4 \times 2,5 \times \cos(14)) = 42,3 \text{ mm}$$

$$\text{Taban dairesi } \varnothing_2 (d_{t2}) : 212 - (4 \times 2,5 \times \cos(14)) = 202 \text{ mm}$$

$$\text{Koni uzunluğu (a)} : (52 / (2 \times 0,241)) = 107,4 \text{ mm}$$

8.4 Son Redüksiyon Dişlileri Boyutlandırması

Arka aksta kullandığımız planet sistemi için seçtiğimiz standart modül = 5 mm ' dir. Yukarı açıklanan (8.1),(8.2),(8.3),(8.4),(8.5),(8.6),(8.7), formülleriyle hesaplama yapılır,

$$\text{Güneş dişli diş sayısı (z)} : 15$$

$$\text{Çember dişli diş sayısı (z)} : 81$$

$$\text{Planet dişli diş sayısı (z)} : 33$$

$$\text{Planet dişli sayısı (n)} : 3$$

$$\text{Modül (m)} : 5 \text{ mm}$$

$$\text{Bölüm dairesi } \varnothing_1 (d_{o1}) : (5 \times 15) = 75 \text{ mm}$$

$$\text{Bölüm dairesi } \varnothing_2 (d_{o2}) : (5 \times 81) = 405 \text{ mm}$$

$$\text{Bölüm dairesi } \varnothing_3 (d_{o3}) : (5 \times 33) = 165 \text{ mm}$$

$$\text{Diş genişliği (b)} : 5 \times 10 = 50 \text{ mm}$$

$$\text{Taban dairesi } \varnothing_1 (d_{t1}) : 75 - (2,5 \times 5) = 62,5 \text{ mm}$$

$$\text{Taban dairesi } \varnothing_2 (d_{t2}) : 405 - (2,5 \times 5) = 392,5 \text{ mm}$$

$$\text{Taban dairesi } \varnothing_3 (d_{t3}) : 165 - (2,5 \times 5) = 152,5 \text{ mm}$$

Ön aksta kullandığımız planet sistemi için seçtiğimiz standart modül = 5 mm' dir. Yukarı açıklanan (8.1),(8.2),(8.3),(8.4),(8.5),(8.6),(8.7), formülleriyle hesaplama yapılır,

$$\text{Güneş dişli diş sayısı (z)} : 13$$

$$\text{Çember dişli diş sayısı (z)} : 41$$

$$\text{Planet dişli diş sayısı (z)} : 14$$

$$\text{Planet dişli sayısı (n)} : 3$$

$$\text{Modül (m)} : 5 \text{ mm}$$

$$\text{Bölüm dairesi } \varnothing_1 (d_{o1}) : (5 \times 13) = 65 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
\text{Bölüm dairesi çapı (d}_{o2}) & : (5 \times 41) = 205 \text{ mm} \\
\text{Bölüm dairesi çapı (d}_{o3}) & : (5 \times 14) = 70 \text{ mm} \\
\text{Diş genişliği (b)} & : 5 \times 10 = 50 \\
\text{Taban dairesi çapı (d}_{t1}) & : 65 - (2,5 \times 5) = 52,5 \text{ mm} \\
\text{Taban dairesi çapı (d}_{t2}) & : 205 - (2,5 \times 5) = 192,5 \text{ mm} \\
\text{Taban dairesi çapı (d}_{t3}) & : 70 - (2,5 \times 5) = 57,5 \text{ mm}
\end{aligned}$$

8.5 PTO Dişlileri Boyutlandırması

PTO kutusu için seçtiğimiz standart modül = 3 mm dir. Yukarı açıklanan (8.1),(8.2),(8.3),(8.4),(8.5),(8.6),(8.7), formülleriyle hesaplama yapılır,

$$\begin{aligned}
\text{Diş sayıları (z)} & : 18 - 63 \\
\text{Modül (m)} & : 3 \text{ mm} \\
\text{Bölüm dairesi çapı (d}_{o1}) & : (3 \times 18) = 54 \text{ mm} \\
\text{Bölüm dairesi çapı (d}_{o2}) & : (3 \times 63) = 189 \text{ mm} \\
\text{Diş genişliği (b)} & : 54 \times 0,8 = 43,2 \quad b_1 = 45 \text{ mm} \quad b_2 = 50 \text{ mm} \text{ seçilir} \\
\text{Taban dairesi çapı (d}_{t1}) & : 54 - (3 \times 2,5) = 46,5 \text{ mm} \\
\text{Taban dairesi çapı (d}_{t2}) & : 189 - (3 \times 2,5) = 181,5 \text{ mm} \\
\text{Eksen arası mesafe (a)} & : ((18+63)/2) \times (3) = 121,5 \text{ mm}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{Diş sayıları (z)} & : 21 - 60 \\
\text{Modül (m)} & : 3 \text{ mm} \\
\text{Bölüm dairesi çapı (d}_{o1}) & : (3 \times 21) = 63 \text{ mm} \\
\text{Bölüm dairesi çapı (d}_{o2}) & : (3 \times 60) = 180 \text{ mm} \\
\text{Diş genişliği (b)} & : 63 \times 0,8 = 50 \quad b_1 = 50 \text{ mm} \quad b_2 = 55 \text{ mm} \text{ seçilir} \\
\text{Taban dairesi çapı (d}_{t1}) & : 63 - (3 \times 2,5) = 55,5 \text{ mm}
\end{aligned}$$

$$\text{Taban dairesi \u00e7ap\u0131 (d}_{t2}\text{)} : 180 - (3 \times 2,5) = 172,5 \text{ mm}$$

$$\text{Eksen arası mesafe (a)} : ((21+60)/2) \times (3) = 121,5 \text{ mm}$$

BÖLÜM 9

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Tarım faaliyetleri çok geniş alanda yapılan işlerdir. Bu işleri gerçekleştirmek için farklı hızlarda çalışmaya ihtiyaç vardır. Traktörün çalışma koşulları için belirlenen hızları referans alarak, her vites kademesi için aktarma oranlarını ve bu kademelerin ürettiği teorik değerler hesaplanmıştır. Teorik sonuç, motorun ürettiği moment ve aktarma oranları ile çarpılarak bulunan bir değerdir. Bulunan bu değerler, traktörün yüksüz, sürtünmesiz bir ortamda ulaşılan, çalışma alanında ulaşılamayan değerlerdir.

Traktörün güç aktarma organları tasarımında, lastik çevre kuvveti ve momenti değeri kullanılır. Bu değer traktörün, zemin ile arasında sürtünme yoluyla oluşan kuvvettir. Traktörün tahrik aksına düşen ağırlığına, zemin sürtünme katsayısına, lastik tipine ve yarıçapına bağlı bir fonksiyondur. Traktör, motorda üretilen ve aktarma organlarında değiştirilen momentin ancak lastik çevre momenti kadarını zemine aktarabilir, daha fazlasından yararlanamaz ve patinaj ile kaybeder. Patinaj çalışma sırasında istenilmeyen bir durumdur fakat belirli bir orana kadar oluşan patinajlarda, zeminin lastik tarafından sıkıştırılıp daha fazla moment aktarımı yapıldığı anlaşılmıştır.

Traktörün zemine aktarabildiği momenti, tahrik aksına düşen ağırlığa bağlı olduğundan dört tekerleği tahrik olan traktörlerde, ön aksa düşen ağırlığıda hesaba dahil edip daha fazla kuvvet ve moment elde edilebilir. Bu yüzden aynı motor ve özelliklere sahip dört tekerleği tahrikli traktör ile iki tekerleği tahrikli traktöre göre çalışma sahalarında daha çok zemine aktarılan kuvvet ve moment dolayısıyla daha fazla çeki kuvvetine sahiptir. Ayrıca traktörün çalışma alanlarını düşünüldüğünde (çamur, balçık, eğimli arazi, yumuşak toprak) dört tekerleği tahrikli traktörler çalışma kabiliyetleri üstündür.

Traktörün diğer ekipmanlarında güç aktardığı elemanı PTO lar iki kademeli yapılmıştır. Bunlar 540 ve 540E kademelerdir. Çalışma sırasında gerekli güce göre sınıflandırılmıştır. Fazla güç gerekmeyen işlerde 540E kademesi kullanılarak yakıt tasarrufu sağlanmıştır.

Traktörün motorundan tekerin zeminine kadar aktarılan momentin mekanik ekipmanlarla aktarılması sırasında sürtünmeden dolayı güç kayıpları oluşmaktadır. Aktarma sistemlerinde hidrolik sistemlerin kullanılması daha verimli, moment dönüşümüne ve tarlada çalışma şartlarını iyileşmesinde avantajlı olmuştur.

KAYNAKLAR

-
- [1] Keçecioğlu, G. ve Gülsoylu, E.,(2005). Tarım Traktörleri, 2.Basım, Ege Üniversitesi Basımevi, İzmir.
 - [2] Saral, A. ve Avcıoğlu, A., (2012). Motorlar ve Traktörler, Düzeltilmiş 2.Basım, Ankara Üniversitesi Basımevi, Ankara.
 - [3] Akkurt, M., (2012). Makine Elemanları, 1.Cilt, Güncelleştirilmiş Basım, Birsen Yayınevi, İstanbul.
 - [4] Akkurt, M., (2012). Makine Elemanları, 2.Cilt, Güncelleştirilmiş Basım, Birsen Yayınevi, İstanbul.
 - [5] Akkurt, M., (2012). Makine Elemanları, 3.Cilt, Güncelleştirilmiş Basım, Birsen Yayınevi, İstanbul.
 - [6] Perkins Motor, 1103D-33 Serisi motorun diyagramı, https://www.perkins.com/en_GB/products/new/perkins/industrial/industrial/1000002498.html, 12 Ocak 2016
 - [7] Hattat Traktörler, Compact Serisi Traktörlerin Teknik Özellikleri, <http://www.hattattraktor.com/upload/pdf/C-3000-Teknik-Ozellikler.pdf>, 10 Aralık 2015
 - [8] Petlas Lastik, Zirai Grup Lastik, <http://www.petlas.com.tr/lastikler.php?l=Zirai%20Grup>, 10 Kasım 2015

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Mete Cem YILMAZ
Doğum Tarihi ve Yeri : 25.10.1988 Beykoz
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta : metecy@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makina Mühendisliği	Kocaeli Üniversitesi	2011
Lise	Sayısal	Çapa Fen Lisesi	2006

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Şirket	Görevi
2015	Worthington - Aritaş	Tasarım ve Optimizasyon Müh.
2014	Arkon Mekanik Müh.	Tasarım Mühendisi