

TRAKTÖR ŞANZİMAN TASARIM
PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ
Engin AKIN
Yüksek Lisans Tezi
Tarım Makinaları Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Bahattin AKDEMİR

2011

T.C.
NAMIK KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TRAKTÖR ŞANZİMAN TASARIM PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ

Engin AKIN

TARIM MAKİNALARI ANABİLİM DALI

DANIŞMAN: Prof. Dr. Bahattin AKDEMİR

TEKİRDAĞ-2011

Her hakkı saklıdır

Prof. Dr. Bahattin AKDEMİR danışmanlığında, Engin AKIN tarafından hazırlanan bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından. Tarım Makinaları Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Juri Başkanı : Prof. Dr. Poyraz ÜLGER

İmza :

Üye : Prof. Dr. Bahattin AKDEMİR

İmza :

Üye : Doç. Dr. Kamil SAÇILIK

İmza :

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunun tarih ve sayılı
kararıyla onaylanmıştır.

Doç. Dr. Fatih KONUKCU
Enstitü Müdürü

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi TRAKTÖR ŞANZİMAN TASARIM PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ

Engin AKIN

Namık Kemal Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Tarım Makinaları Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Bahattin AKDEMİR

Mevcut tarım traktörleri pazarında kullanılan traktörlerin dişli kutularına ait tasarım parametreleri ile ilgili çalışmaların fazla olmamasından dolayı, bu çalışmaya gerek duyulmuştur.

Bu çalışmada orta segment tarım traktörü teknik özellikleri ve bilgisayar programı kullanılmıştır. Dişli kutusu tasarım parametreleri deney traktörü motor karakteristikleri ve traktör teknik özellikleri geometrik dizilim yöntemi, harmonik dizilim hesap yöntemi, geometrik ve harmonik hesap yöntemi ile orta segment tarım traktörünün çalışma hızları belirlenmiştir. Deney traktörünün dişli kutusu özellikleri ile mevcut dişli kutusu hızları hesaplanarak, tarım alet ve makinaları hız gereksinimlerine göre değerlendirilmiştir.

Orta segment tarım traktörü dişli kutusunda yöntemlere uygun yapılan hesaplamalar doğrultusunda, konsept dişli kutusu tasarımı için ihtiyaç olan hız değerleri ortaya çıkmıştır. Bu çalışmada geometrik dizi hesap yöntemi ve harmonik dizi hesap yöntemi ile elde edilen hızlar deney traktörü için uygun olmadığı tespit edilmiştir. Geometrik dizi ve harmonik dizi hesap yöntemlerinin birlikte kullanılması ile elde edilen hız değerleri, mevcut deney traktörü dişli kutusu hız değerleri hesaplanmış ve doğru hesap yöntemi tespit edilmiştir.

Çalışma mevcut orta segment tarım traktörüne ait veriler kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır. Elde edilen hız hesaplamalarında geometrik hesap yöntemi ve harmonik hesap yöntemi ile elde edilen hızların bir tarım traktörüne uygulanamayacağı fakat bu iki yöntemin birlikte kullanılması ile vites sayısı yüksek dişli kutusu elde edilebilmektedir.

Anahtar kelimeler: Traktör, Dişli kutusu, Dişli kutusu tasarım parametreleri

2011 , 51 sayfa

ABSTRACT
MSc. Thesis

Determination of Design Parameters for Tractor Gearbox

EnginAKIN
Namık Kemal University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Agricultural Machinery

Supervisor : Prof. Dr. Bahattin AKDEMİR

We need to prepare this study due to the design parameters that belongs to the gear boxes are many which is use in the current market for agricultural tractor.

Technical specification of medium segment agricultural tractor and computer program was used in this study. For calculation of the working speed of an agricultural tractor; desing parameters of gear boxes, characteristic of an engine that's belong to the experiential agricultural tractor, geometrical series of the tractor technical specification method, calculation of harmonic series method, geometric and harmonic calculation method were used. According to the requirements speed of agricultural tools and machinery were evaluated, by using specification of the gear box that's belong to the experiential agricultural tractor with calculating current speed of the gear box.

The middle segment of the calculations in accordance with appropriate methods of agricultural tractor gear box, the design of the concept gear box requirement speed value has revealed. In this study speeds obtained by using the geometric series calculation method and harmonic series calculation method is not suitable for the experimental tractor have been identified. Geometric series and harmonic series of velocity values obtained from the accounting methods used in conjunction with the existing experimental values of tractor speed gear box and the correct calculation method were calculated.

In this study calculations were made by using the data of existing middle segment agricultural tractor. The resulting speed calculation of velocities obtained by geometric calculation method and a harmonic analysis method can not be applied agricultural tractors used in conjunction with the gears, but these two methods can be obtained in high gear.

Keywords : Tractor, Gearbox, Gearbox design parameters,

2011 , 51 pages

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
ŞEKİLLER DİZİNİ	v
ÇİZELGELER DİZİNİ	vi
1. GİRİŞ	1
1.1 Traktörün Tanımı ve Gelişimi	1
1.2 Tarım Traktörlerinden Kullanılan Dişli Kutusu Tipleri	3
1.2.1 Kademeli Hız Kutuları	3
1.2.1.1 Kayar Temaslı Hız Kutuları	3
1.2.1.2 Tırnak Kavramalı Hız Kutuları	3
1.2.1.3. Senkromeç Tertibatlı Hız Kutuları	4
1.2.2. Yük Altında Devreye Giren Hız Kutuları(Power Shift)	6
1.2.2.1. Yük Altında Devreye Giren Mekanik Hız Kutuları	6
1.2.2.2. Yük Altında Devreye Giren Hidrolik Yardımlı Hız Kutuları	7
1.2.3. Kademesiz Hız Kutuları	9
1.2.3.1.Hidrostatik Tahrik	9
1.2.3.2. Güç Dalkanması	10
1.3.GEREKÇE	13
1.4. AMAÇ	13
2.ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	14
3. MATERYAL VE YÖNTEMLER	19
3.1. Materyal	19
3.1.1.Traktör	19
3.1.2. Orta segment tarım traktörü traktör teknik özellikleri	20
3.1.3. Transmisyon özellikleri	21
3.1.4. Orta segment deney Traktörü dişli kutusu	24
3.1.5. SolidWorks Programı	26
3.2 Yöntemler	27
3.2.1 Dişli kutusu hesap yöntemleri	27
3.2.2. Motor Karakteristikleri	27
3.2.3. Traktör Tasarımında Esası Oluşturan ve Çalışmalarına Etkili Olan Parametreler	28
3.2.4. Traktör Hareket Dirençleri	30
3.2.4.1. Yuvarlanma Direnci	30
3.2.4.2. Hava Direnci	31
3.2.4.3. Eğim Direnci	32
3.2.5. Ağırlık Güç Oranı	31
3.2.6. Aktarma Oranı	32
3.2.6.1. Geometrik Hesap Yöntemi	32
3.2.6.1.1. En Yüksek Hızın Hesaplanması	32
3.2.6.1.2. En Düşük Hızın Hesaplanması	33
3.2.6.1.3. Ara Dişli Oranlarının Belirlenmesi	34
3.2.6.2. Harmonik Hesap Yöntemi	37
3.2.6.3. Geometrik ve harmonik hesap yöntemi	38

3.3 Tasarımda Kullanılacak Olan Dişli Hesapları	38
3.3.1. Helis dişli	38
3.3.2. Alın dişli	39
3.3.3. Konik Dişli	39
4. ARAŞTIRMA VE BULGULAR	41
4.1. Deney traktörünün maksimum çeki kuvveti değerleri	41
4.2. Deney traktörü (12+12) transmisyon sistemi hıza bağlı tork değerleri	41
4.3. Geometrik dizilim hız değerleri	43
4.4. Harmonik dizilim hız değerleri	44
4.5. Geometrik ve Harmonik dizilim ile hesaplama	45
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	46
6. KAYNAKLAR	47
TEŞEKKÜR	50
ÖZGEÇMİŞ	51

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa No
Şekil 1.1. Kayar temaslı hız kutusu	3
Şekil 1.2. Tırnaklı kavramalı vites dişlileri	4
Şekil 1.3. Kilit etkisiz senkromeç düzeni	5
Şekil 1.4. Borg Wagner senkromeç düzeni	5
Şekil 1.5. Yük altında devreye giren 2 hız kademeli ek bir hız kutusu	6
Şekil 1.6. Yük altında devreye giren 2 hız kademeli ek hız kutusu	7
Şekil 1.7. Hidrolik kumandalı transmisyonda kavramalar güç akışını kontrol etmektedir	7
Şekil 1.8. Ara milli yük altında devreye giren mekanizma	8
Şekil 1.9. Halka dişlisi iki hız kademeli planet dişli mekanizması	9
Şekil 1.10. Hidrostatik tahrik elemanları	9
Şekil 1.11. Kompakt hidrostatik konvertör yapı IH 656 60 kW	10
Şekil 1.12. Hidrostatik konvertörün tahrik katarındaki yeri	10
Şekil 1.13. Güç dallanması	11
Şekil 1.14. FENDT traktörüne ait güç dallanması	12
Şekil 3.1. Orta segment deney traktörüne ait güç eğrisi	19
Şekil 3.2. Orta segment deney traktörü dişli kutusu kademe hız gösterimi	21
Şekil 3.3. Orta segment deney traktörü 12+12 dişli kutusu genel aktarım şeması	24
Şekil 3.4. Orta segment deney traktörü 12+12 dişli kutusu güç aktarım şeması	25
Şekil 3.5. Orta segment deney traktörü 12+12 dişli kutusu dişli grupları pozisyon şeması	25
Şekil 3.6. Orta segment tarım traktörü şanzıman dişli dizilim kontrolü	26
Şekil 3.7. Araç ortam direnç ilişkisi	30
Şekil 3.8. Eğim direnci	33
Şekil 3.9. Şanzıman devir aralığı vites değişimi	37
Şekil 4.1. İleri geri dişli grubu	41
Şekil 4.2. Traktör hızları	42
Şekil 4.3. Geometrik dizilim traktör hızları	43
Şekil 4.4. Harmonik dizilim traktör hızları	44
Şekil 4.5. Geometrik ve harmonik dizi hızları	45

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa No
Çizelge 3.1. Orta segment deney traktörünün teknik özellikleri	20
Çizelge 3.2. Orta segment deney traktörü dişli kutusu dişlileri	22
Çizelge 3.3. Deney tarım traktörü dişli kutusu kademe kenetleme gösterimi	23
Çizelge 3.4. Zemin tutunma değerleri	31
Çizelge 3.5. Tarım makineleri toprak işleme hız gereksinimleri	34
Çizelge 3.6. Tarım makineleri gübreleme işleme hız gereksinimleri	35
Çizelge 3.7 Tarım makineleri ekim ve dikim işleme hız gereksinimleri	35
Çizelge 3.8. Tarım makineleri bakım işleme hız gereksinimleri	35
Çizelge 3.9. Tarım makineleri hasat işleme hız gereksinimleri	36
Çizelge 3.10. Helis dişli hesap tablosu	38
Çizelge 3.11. Düz dişli hesap tablosu	39
Çizelge 3.12. Konik dişli hesap tablosu	40
Çizelge 4.1 Traktör hız ve tork hesap tablosu	42
Çizelge 4.2 12+12 hızlı vites kutusunun geometrik dizilim hesap hızları	43
Çizelge 4.3. 12+12 hızlı vites kutusunun harmonik dizilim hesap hızları	44
Çizelge 4.4. Geometrik ve Harmonik dizilime göre hesaplanan dişli kutu hızları	45

1. GİRİŞ

1.1 Traktörün Tanımı ve Gelişimi

Traktör kelimesi Oxford sözlüğüne göre ilk defa 1856 yılında “traction engine” e eş anlamlı kelime olarak İngiltere de ve 1890 da A.B.D de bir patent de “ tırtıllı tip buharlı” bir lokomotifin patenti alınırken kullanılmıştır. Kelimenin günlük hayatta ilk kullanılmasına (yani içten yanmalı traktörlere ilk uygulanmasına) 1906 da bir firmanın satış reklamında başlanmıştır (Kadayıfçılar ve Kadayıfçılar 1991).

Traktör çeken ve çekici makine anlamına gelmektedir. Traktörler ilk tasarlandığında çeki gücü hayvanlarının işini yapması için düşünülmüş ve daha sonra teknolojinin ilerlemesi ile tarımsal alandaki ihtiyaçların farklılık göstermesi ile motor gücü, çeki kancasından çeki gücü, kuyruk mili gücü, kasnağından döndürme gücü ve hidrolik donanımdan hidrolik güç eklenerek farklı sistemlerin bir arada kullanılmasına gidilmiş ve bugünkü ergonomi, ekonomik kullanım olanağı sağlayan traktörler ortaya çıkmıştır.

OECD (Organisation for Economic Communication and Development) deney standardında tarım traktörü şu şekilde tanımlanmıştır; kendi yürür, en az iki akslı, tekerlekli veya paletli, tarımsal üretim amacıyla tarım makinelerini çekme, taşıma, döndürme ve gerektiğinde bu makinelerin değişik şekillerde çalıştırılması için özel olarak tasarlanmış bir tarım makinesidir.

İnsan gücü yaklaşık olarak 73.5 W (0.1 BG) dir. Bir güç kaynağı olarak düşük verimli olup kuvvet kaynağı olarak değeri önemsizdir. Bundan dolayı insanlar daima yardımcı güç kaynakların ihtiyaç duymuşlardır.

Traktör gelişiminde bazı önemli tarihler şunlardır:

1858: J.W. Fawkes tarafından geliştirilen ve mera açmada 8 pulluğu saatte 3 millik bir hızla çeken buharlı pulluk motoru.

1873: İlk tırtıllı traktör, Amerika Birleşik Devletleri patent dairelerince 1850 başlarında kaydedilmiş olmakla beraber, ilk Amerikan paletli kuvvet düzeni Parvin tarafından patenti yayınlanmıştır.

1876: İçten yanmalı motorla ilgili Otto patenti yayınlandı.

1889: İçten yanmalı ilk traktör imalatı.

1908: İlk Winnipeg traktör deneyi yapıldı.

1910:

- Omaha’da , Nebraska, 1911’de ilk A.B.D.’nde traktör gösterisi yapıldı.
- Küçük hafif traktör imal edildi.

- Çatısız tip traktör imal edildi.

1915-1919:

- Kuyruk mili kullanılmaya başlandı.
- Nebraska-Traktör Deney Kanunu kabul edildi.

1920-1924: Başarılı ilk üniversal tarım traktörü yapıldı.

1925-1929:Kuyruk mili yaygın olarak kullanılmaya başlandı.

1930-1937:

- Büyük traktörlerde Dizel motoru uygulandı.
- Lastik tekerlek kullanılmaya başlandı ve traktör hızı yükseltildi.
- Tam elektrikli donanım uygulandı.
- Sıkıştırma oranı yüksek motorlara ilgi arttı.
- Üniversal traktörler kendilerini kabul ettirdi.

1937-1941:

- ASAE ve SAE tarafından kuyruk mili ve asma noktası standartlaştırıldı.
- Çeki kuvvetini arttırmak için tekerleklere sıvı doldurulmasının uygulanması.
- Basınçlı havalı (vantilatörlü) soğutma sistemleri kullanılmaya başlandı.
- Üç noktadan asma sisteminin kullanılması.
- Çeki kuvvetinin hidrolikle kontrolü.

1941-1949:

- Bağımsız kuyruk millerinin kullanılması.
- Çekilen aletlere hidrolik kumandanın uygulanması.
- Sıvılaştırılmış bütan gazla çalışan traktör imali.
- Bahçe tipi traktör sayısında büyük artış.

1950-1960:

- Traktör gücünde hızlı artma.
- Dizel motorlu traktör sayısının artması.
- Güç kumandası, otomatik hız kutusu ve çok vitesli hız kutuları gibi gelişmeler (Saral-1997).

1.2 Tarım Traktörlerinden Kullanılan Dişli Kutusu Tipleri

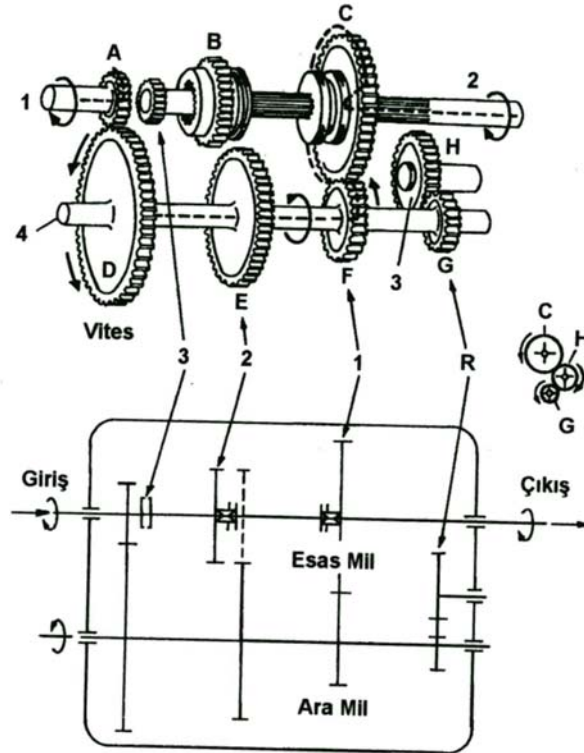
Tarım traktörlerinin ilerleme hızının değiştirilmesi amacı ile farklı tipte aktarma organları geliştirilmiştir. Bu bölümde kullanılan hız değiştirici vites kutularından bahsedilmiştir.

1.2.1 Kademeli Hız Kutuları

Kademeli hız kutuları üç ana başlık altında toplanmıştır. Kayar temaslı hız kutuları, tırnak kavramalı hız kutuları ve sekromeç tertibatlı hız kutularıdır.

1.2.1.1 Kayar Temaslı Hız Kutuları

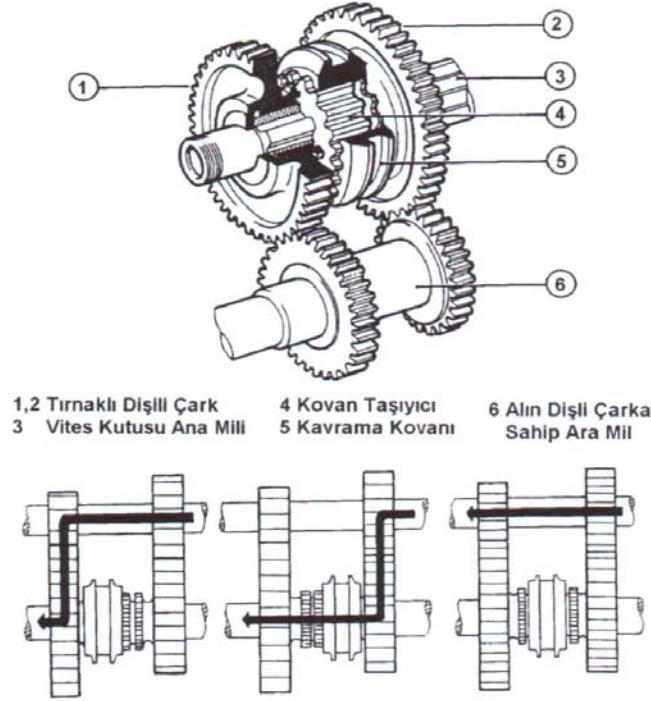
Bu tip vites kutusunda dişli çarklar daimi temas durumunda değildir ve istenilen çevrim oranını elde edebilmek için ilgili dişliler kollar yardımıyla miller üzerinde kaydırılarak temasa geçirilmektedir. Şekil 1.1 de gösterilen 3 ileri 1 geri vitese sahip vites kutusunda dişli çarklar mil üzerinde kaydırılarak birbirleri ile kavratılmaktadır (Keçecioglu 2003).



Şekil 1.1. Kayar temaslı hız kutusu (Keçecioglu 2003)

1.2.1.2 Tırnak Kavramalı Hız Kutuları

Kayar temaslı dişli kutularında sadece birbirini kavrayan dişli çarklar kuvvet iletimine katılırlar. Hâlbuki tırnaklı kavramalı dişli kutularında tüm dişliler daimi temas halindedir. Şekil 1.2 de gösterilen tırnaklı kavramaları vites dişlileri kilitleme ve güç akışını göstermektedir.

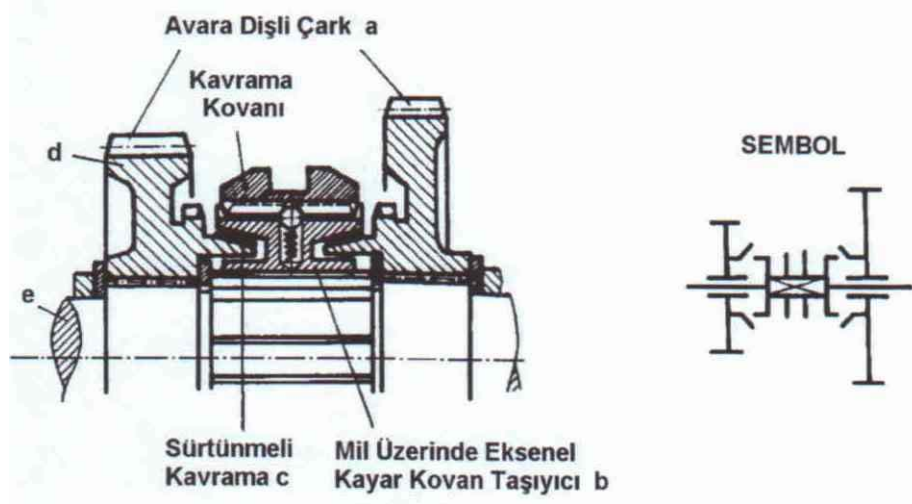


Şekil 1.2. Tırnaklı kavramalı vites dişlileri (Keçecioglu 2003)

Tek bir ince (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. İnce dişliyi kavrayan kavrama kovanı mile kamalı olduğundan vites dişlisini de mil ile dönmeye zorlamaktadır (Keçecioglu 2003).

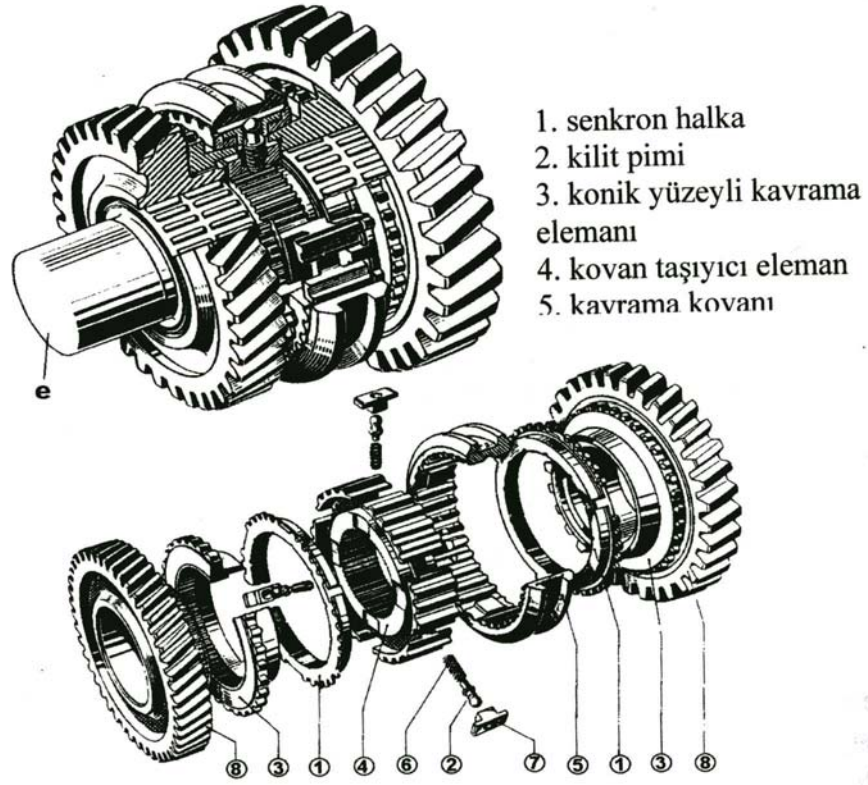
1.2.1.3. Senkromeç Tertibatlı Hız Kutuları

Kayar temaslı hız kutusunda vites değiştirme esnasında dişlilere zarar gelmemesi ve daimi temaslı dişli kutularında kavrama kovanının kolaylıkla şekil bağlantısına geçmesi için birbirine bağlanacak her iki dişli çarkın yaklaşık eşit hıza sahip olması gerekmektedir. Eğer birbirini kavrayacak dişliler farklı hızla dönüyorlar ise vites değiştirmede dişli çift zarar görebilir. Bunu önlemek amacı ile senkromeç tertibatı kullanılır. Amaç; iki dişli arasında bir şekil bağlantısı bulmadan önce kuvvet bağlantısı kurmak ve böylece birbirini kavrayacak her iki dişliyi eşit hıza getirmek ve bunun arkasından hemen şekil bağlantısını sağlamaktır. Traktörlerde kilit etkili ve etkisiz senkromeç düzenleri kullanılmaktadır. Şekil 1.3. kilit etkisiz bir senkromeç tertibatı görülmektedir.



Şekil 1.3. Kilit etkisiz senkromeç düzeni (Keçecioğlu 2003)

Senkromeç düzeneğinde, dişlilerin gürültüsüz kavratılması sürücünün yeteneğine bağlı olmaktadır. Bu sebepten traktörlerde Porsche sistemi yerine Borg Warner sistemi kullanılmaya başlanmıştır. Şekil 1.4 de Borg Warner senkromeç düzeni gösterilmiştir.



Şekil 1.4. Borg Wagner senkromeç düzeni (Keçecioğlu 2003)

Borg Wagner sistemine kilitli senkromeç dişli kavraması adı verilmekte olup kilit elemanı kavrama yerinde eş dönüş sağlayıncaya kadar kavrama kovanının kavratılması önlenmektedir (Keçecioğlu 2003).

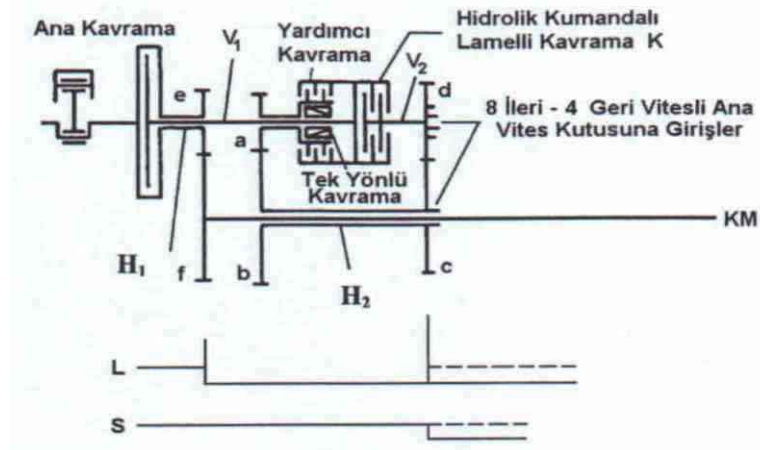
1.2.2. Yük Altında Devreye Giren Hız Kutuları (Power Shift)

Tarım traktörlerinde kullanılan yük altında devreye giren hız kutuları, mekanik ve hidrolik hız kutuları olarak ikiye ayrılmaktadır.

1.2.2.1. Yük Altında Devreye Giren Mekanik Hız Kutuları

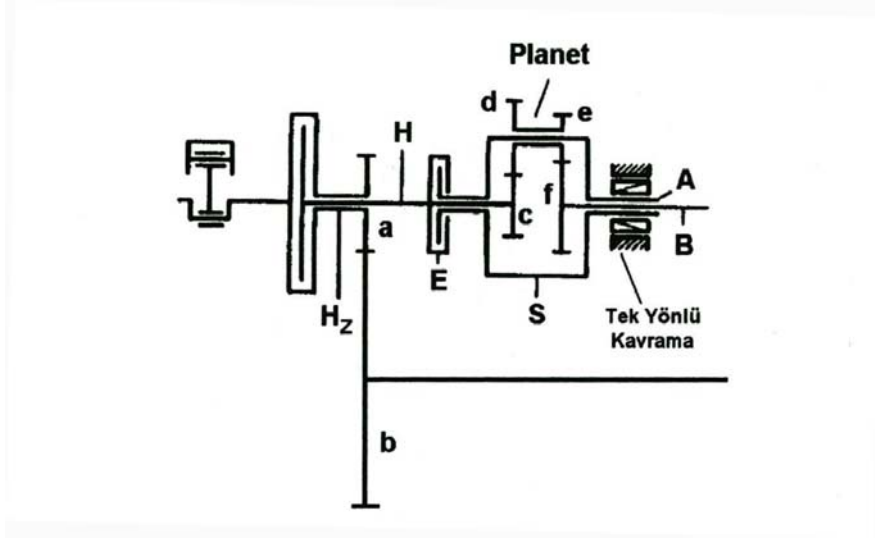
Yük altında devreye giren hız kutuları çalışma esnasında vites değiştirmek mümkün olmaktadır. Bir çevrim oranından diğerine atlamak, yani bir vitesten diğerine kesintisiz (güç iletimini kesmeden) geçmek mümkündür. Normal vites kutularında hız değiştirmek için güç aktarımını durdurmak, yani kavrama ile motordan gelen hareketi kesmek ve ondan sonra istenilen vitesi seçmek gerekir.

Yük altında devreye giren 2 kademeli başka bir dişli mekanizması 1961 yılında “Multi Power” adı altında Massey Ferguson tarafından piyasaya sürülmüştür. Şekil 1.5 de yük altına giren iki hız kademeli ek bir hız kutusu gösterilmiştir.



Şekil 1.5. Yük altında devreye giren 2 hız kademeli ek bir hız kutusu (Keçecioğlu 2003)

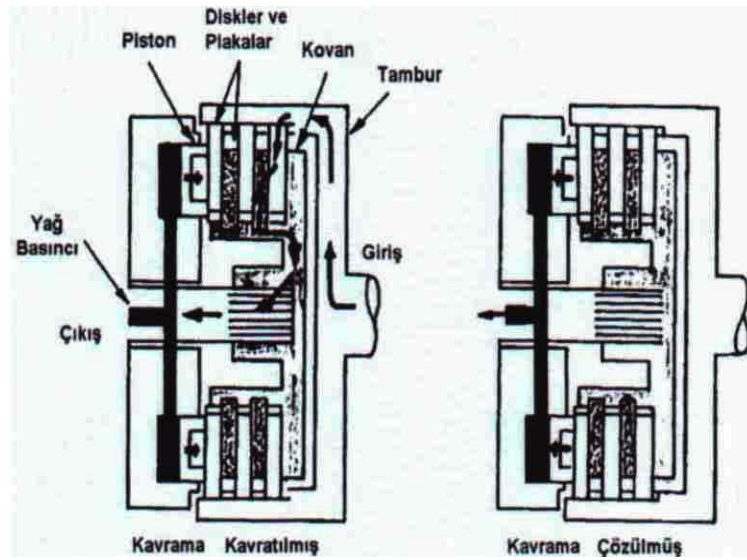
Bu dişli kutusunda da 2 kademeli bir dişli mekanizması vardır ve 6 vitesli ana hız kutusunun önüne yerleştirilmiştir. Böylece $2 \times 6 = 12$ vites elde edilmektedir. Multi Power dişli mekanizması ara mil üzerinde bulunan tek yönlü kavrama ile çalışmaktadır. Güç motordan ana kavramaya aktarılmaktadır. Ana kavrama çift diskli bir kavramadır. Sağ kavrama yarı kuyruk mili tahriki içindir. Motor momenti kavramanın sol yarısında V miline gelmektedir. Bu mil üzerinde hidrolik kumanda edilen bir K lamelli kavrama bulunmaktadır. K kavraması kavratılınca H₁ mili motor hızıyla dönmekte ve moment c/d dişli çifti üzerinden H₂ miline ve dolayısıyla ana vites kutusuna aktarılmaktadır. Tek yönlü kavramanın bir ek kavrama ile birleştirildiği başka bir dizayn IHC tarafından piyasaya sürülmüştür. Şekil 1.6 da yük altında devreye giren iki hız kademeli ek hız kutusu gösterilmiştir (Keçecioğlu 2003).



Şekil 1.6. Yük altında devreye giren 2 hız kademeli ek hız kutusu (Keçecioğlu 2003)

1.2.2.2. Yük Altında Devreye Giren Hidrolik Yardımlı Hız Kutuları

Hidrolik kumandalı hız kutularında kuvvet akışını kesmeden hız değiştirmek mümkündür. Burada hidrolik takviyeli kavrama güç akışını kontrol ederken dişli mekanizma güç iletim görevini üstlenmektedir. Hidrolik kavrama bir dizi disk ve plakalardan oluşmaktadır. Şekil 1.7de hidrolik kumandalı transmisyonda kavramalar güç akış kontrolü gösterilmektedir.

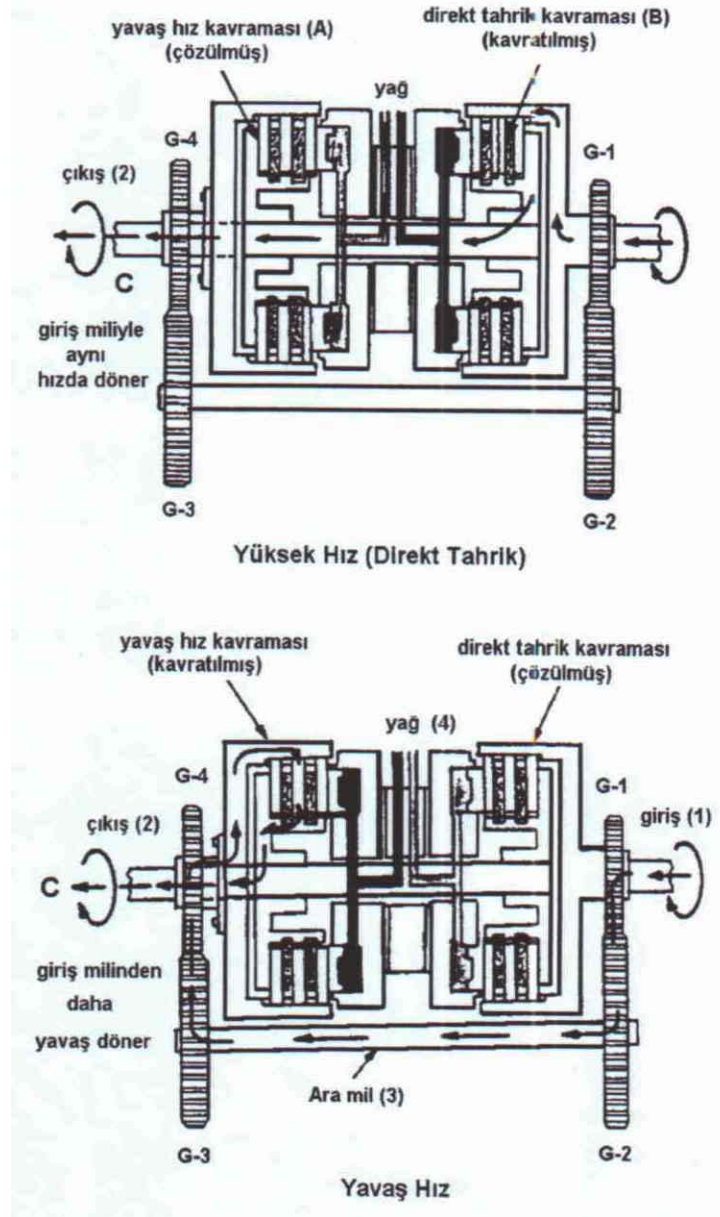


Yağ basıncı pistonu disk ve plakalar doğru itilmektedir.

Yağ basıncı düşmüş ve piston uzaklaşmıştır. Diskler plakalardan ayrılmış ve güç akışı durmuştur.

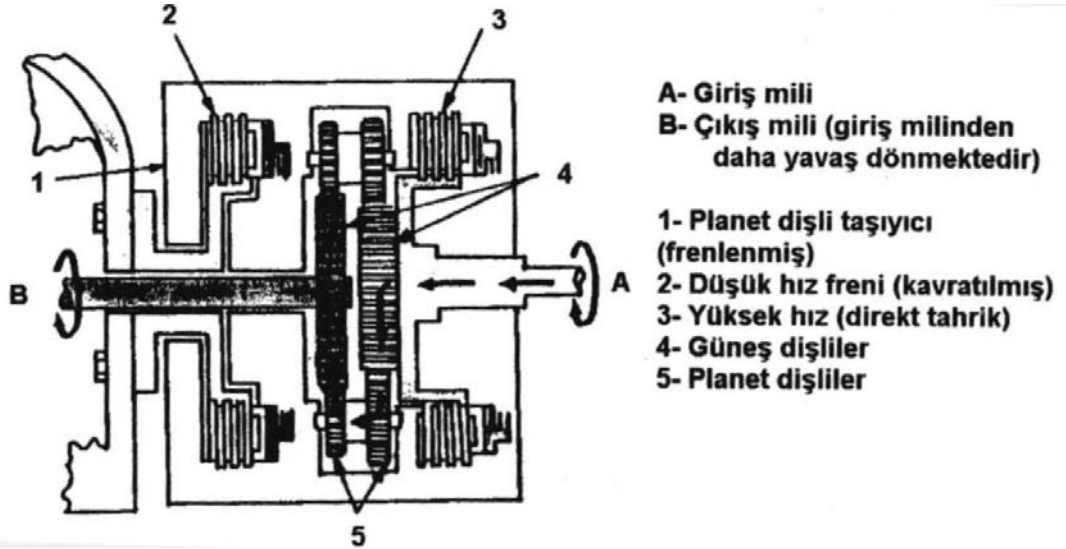
Şekil 1.7. Hidrolik kumandalı transmisyonda kavramalar güç akışını kontrol etmektedir(Keçecioğlu 2003)

Yağ basıncı kesilince pistonun kavrama paketi üzerindeki baskısı kalkmakta ve kavrama çözülmemektedir ve böylece kuvvet akışı kesilmektedir. Karşıt (ara) milli hidrolik takviyeli hız kutularında hızlı yavaş hız ünitesi Şekil 1. 8’de gösterilmiştir.



Şekil 1.8. Ara milli yük altında devreye giren mekanizma (Keçecioglu 2003)

Yük altında devreye giren hız kutularında başka bir tasarım planet dişli prensibidir. Şekil 1.9 da halka dişli iki hız kademeli planet dişli mekanizması gösterilmiştir (Keçecioglu 2003).



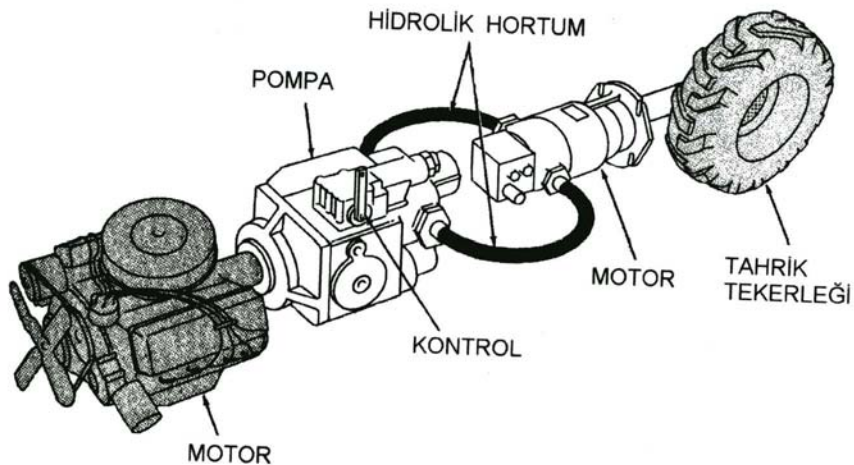
Şekil 1.9. Halka dişlisi iki hız kademeli planet dişli mekanizması (Keçecioglu 2003)

1.2.3. Kademesiz Hız Kutuları

Tarım traktörlerinde kullanılan kademesiz hız kutuları hidrostatik tahrik ve güç dallanması olarak iki başlık altında incelenmektedir.

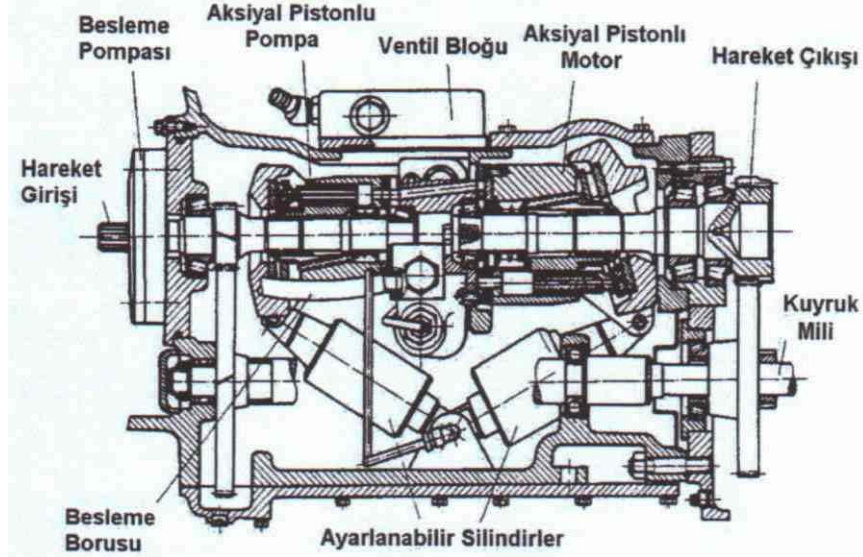
1.2.3.1. Hidrostatik Tahrik

Hidrostatik tahrikin ana öğeleri değişken debili bir pistonlu pompa ile çoğu kez sabit debili bir hidrolik motordur. Pompa, motor tarafından tahrik edilmekte ve bastığı yağı hidrolik motora iletmektedir. Hidrolik motor ise hemen arkasında yer alan dişli mekanizmayı veya direkt aksı tahrik etmektedir. İşletme basıncı 100 – 300 bar arasında değişmektedir. Debi ve dönü yönünü aksiyal pistonlu pompanın eğik plakasının konumu belirlemektedir. Eğik plaka ya bir mekanik ayarlama kolu veya bir servo silindir yardımıyla ayarlanmaktadır. Hidrostatik tahrik sisteminin yapısı şematik olarak Şekil 1.10 da görülmektedir.



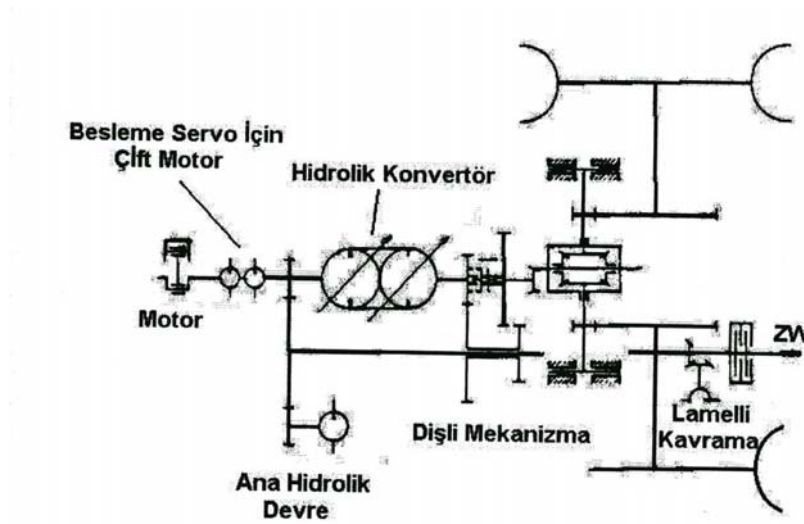
Şekil 1. 10. Hidrostatik tahrik elemanları (Keçecioglu 2003)

Sundstrand (USA) tarafından özellikle traktörler için geliştirilen hidrostatik tahrik mekanizması şekil 1.11 de görülmektedir.



Şekil 1.11. Kompakt hidrostatik konvertör yapı IH 656 60 kW (Keçecioglu 2003)

Mekanizma değişken debili bir aksiyal pistonlu pompa, değişken debili bir aksiyal pistonlu motor, yerden tasarruf amacıyla arka arkaya bağlanmıştır. Pompa tarafından sağlanan basınçlı yağ bir kanaldan direkt hidrolik motora ulaşmaktadır. İki adet ayarlama silindiri eğik plakaların konumunu değiştirmektedir. Kumanda ise ventil bloğundan yapılmaktadır. Pompa eğik plakası $0^\circ \dots 8^\circ$, motor ise $18^\circ \dots 9^\circ$ arasında ayarlanmaktadır. Mekanizmanın şeması Şekil 1.12 de görülmektedir (Keçecioglu 2003).

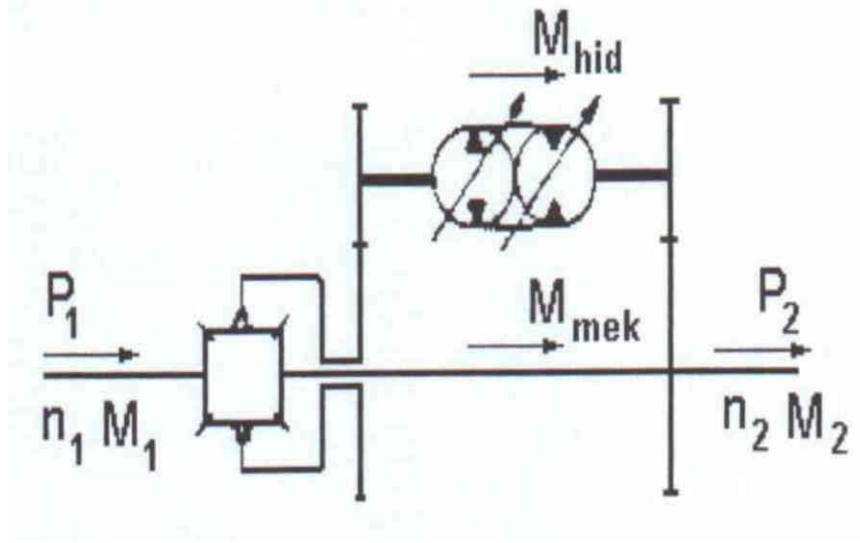


Şekil 1.12. Hidrostatik konvertörün tahrik katarındaki yeri (Keçecioglu 2003)

1.2.3.2. Güç Dallanması

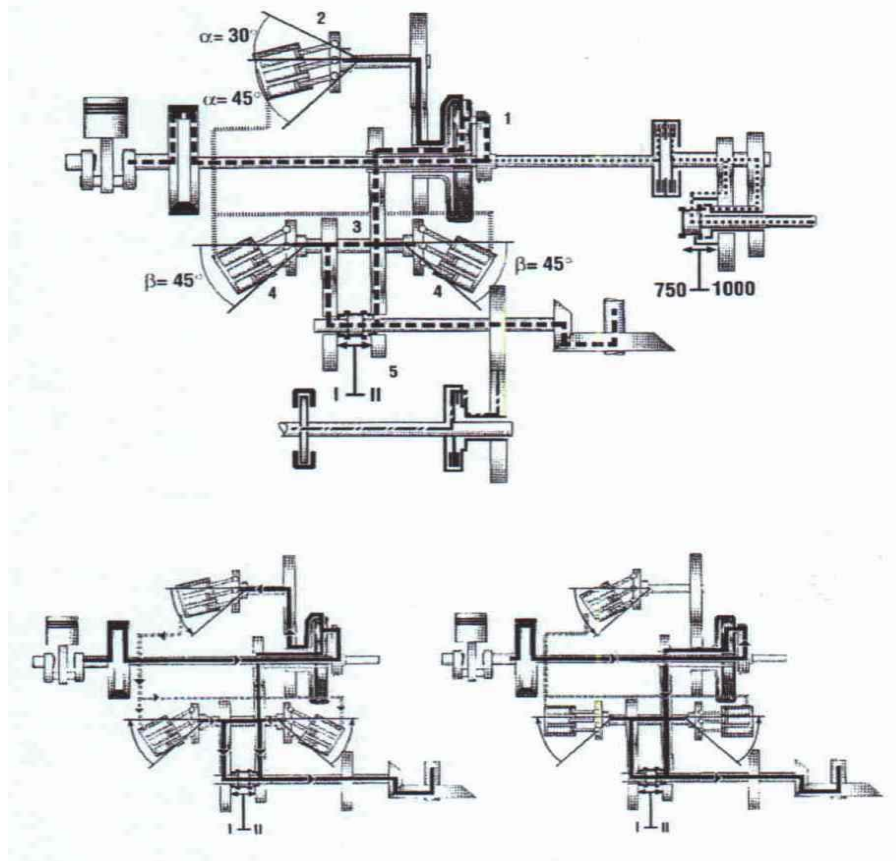
Hidrolik yürütme tahriki mobil makinelerde iyi performans sağlayamamıştır. Bu nedenle son yıllarda kademeli hız kutusunun iyi tesir derecesini, kademesiz güç aktaran hidrolik tahrikin bazı iyi özelliklerini birleştiren bir çözüme gidilmiştir.

Güç dallanması prensibinde motor gücü iki dala ayrılmaktadır. Gücün bir kısmı bir koldan mekanik, diğer koldan hidrolik aktarılmaktadır. Şekil 1.13 de güç dallanması prensibi şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 1.13. Güç dallanması (Keçecioglu 2003)

Traktörlerde güç dallanması en başarılı örneği FENDT firmasınınca yüksek güçlü traktörde (196 kW) ortaya konan ve Vario olarak adlandırılan mekanizmadır. Vario modeline ait güç dallanması Şekil 1.14 de gösterilmiştir (Keçecioglu 2003).



Şekil 1.14. FENDT traktörüne ait güç dallanması (Keçecioglu 2003)

Vario mekanizmasının görevi, iletecek gücü önce iki kola (hidrostatik ve mekanik) ayırmak ve sonra bunları bir toplama bilinde kavuşturur. Vario mekanizmasının buna göre iki temel komponenti vardır. Mekanik ve hidrostatik kısım bir adet eğik plakalı değişken debili aksiyal pistonlu pompa ile aynı mile oturtulmuş gene eğik plakalı iki adet hidrolik motordan oluşmaktadır. Hidrolik pompa ile motorlar hidrolik birbirine bağlanmış olup müşterek ayarlanabilmektedir. Mekanik kısım ise bir planet dişli mekanizması ile bir dişli iletimden ibarettir. Motor, planet mekanizmasının planet dişli taşıyıcısını tahrik etmektedir. Çember dişli ve bunun hemen arkasında yer alan dişli kademesi üzerinden güç hidrostatik kısma gelmektedir. Hidrolik pompa mekanik gücü hidrolik güce dönüştürmektedir. Pompanın eğik plakasının eğim açısına bağlı olarak pompaya yağı az veya çok miktarda motora sevk etmektedir. Buna uygun olarak hidrolik motorun ve nihayet toplama milinin devir sayısı değişmektedir. Arta kalan moment ise mekanik dişli mekanizması üzerinden aynı toplama miline iletilmektedir. Toplama milinde mekanik ve hidrostatik tahrik momentleri tekrar kavuşturulmakta ve buradan iki çalışma alanının (tarla ve taşıma işleri) birisi üzerinden arka aksa aktarılmaktadır (Keçecioglu 2003).

1.3 GEREKÇE

Mevcut tarım traktörleri pazarında kullanılan traktörlerin dişli kutularına ait tasarım parametreleri ile ilgili çalışmaların fazla olmamasından dolayı bu çalışmaya gerek duyulmuştur.

1.4 AMAÇ

Mevcut tarım traktörleri dişli kutusu tasarımı ile ilgili çalışmaların fazla olmaması ve traktör dişli kutusu tasarımı çalışmalarına kaynak olması amacı ile tarım traktörleri dişli kutularının arazi şartları, yük taşıma ve yol koşullarında gereksinim duyulan hızların, farklı hesap yöntemleri ile konsept dişli kutusu hızları tespit edilerek mevcut orta segment tarım traktörü ile hızların karşılaştırılarak dişli kutusu tasarımında gerekli olan parametrelerin belirlenmesi amacı ile bu çalışmanın yapılması amaçlanmıştır.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Tarım traktörleri üzerine yapılan çalışmalar ile günümüzde kullanılan yüksek performanslı traktör tasarımları ortaya çıkmıştır. Şimdiye kadar yapılan çalışmaların gerekçeleri ve çalışmalar sonucunda elde edilen veriler incelenmesi amacı ile traktörler üzerinde yapılan önceki çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Meyer ve ark. (1971), bu çalışma Alliscalmers HD41 paletli traktörün transmisyon sisteminin tasarımı ve geliştirilmesi yöntemleri incelenmiştir. Tasarım özellikleri ve güç iletim sistemi, hidrolik tork dönüştürücü, sürücü şaftı, Powershift transmisyonu geliştirme, ve entegre hidrolik sistemi içeren çalışmalar tartışılmıştır. Boşaltma valfi ve ileri geri hareket sistemi için hidrolik kontrolün ısınması tasarımdaki önemi ortaya konmuştur.

Haight (1973), Bu çalışma powershift test standının delikli kart kontrolünü sağlamak için hazırlanmıştır.

Nitescu ve ark. (1973), traktör vites kutusu iletim sistemleri yeniden incelenerek, dinamik avantajlarını hesaplamak için diferansiyel hesaplar ile çeşitli örnekler sunulmuştur.

Taşıtların güç aktarma, şasi, dümenleme ve fren sistemleri konusunda zamanın araçları hakkında örnekler vererek güç aktarma organlarının arızalarının araştırmalarını motorlu taşıtlar eserinde bahsetmiştir (**Togar 1974**).

Renius (1976), avrupa traktör transmisyon tasarım kavramları ile orta ve yüksek beygir gücü aralıklarındaki tarım traktörleri 12–8 standart vitesine sahiptir. Özel saha traktörleri ve sürüngen hızlar isteğe bağlıdır. Powershift ikinci önemli özellik iken sekromeç çok önemli bir özelliktir. Traktör pazarındaki 80 hp üzerindeki diferansiyel kilidine sahip 4x4 traktörler üstünlük göstermektedir. 120 hp gücüne kadar olan traktörlerde 2 devir hızına sahip kuyruk mili gereklidir. Bu çalışmada DEUTZ traktörlerine ait üretim kavramları ve diyagramları örnek olarak sunulmaktadır.

Lowe (1977), powershift transmisyon sisteminde kullanılan kavramaların dizaynı ve geliştirilmesi. Özellikle küçük araç grubunda bulunan tam kapasiteli Powershift sisteminin tasarımında kavramalar arasındaki bir takım problemlerin bir biri ile ilişkili birtakım kavrama problemlerinin üreticilere tasarım esnasında kendilerine sunulmuştur. Bu problemler genellikle kavrama boyutu, kavrama malzemesi, termal kapasiteleri ve kayma kaliteleri ile sınırlıdır. Bu çalışma küçük endüstriyel paletli traktörlerinin transmisyonun tasarımında tecrübe edilmiştir.

Browning (1978), bu çalışma ile traktör transmisyonunu oluşturan parçaların tasarımını incelemiştir. Hız oranı operatör tarafından vites kolu ve debriyaj kontrolleri

manipülasyon yoluyla seçilir. Operatörün memnuniyeti transmisyonun tasarımı ve uygulama detaylarına bağlıdır. Bu çalışmada tartışılan transmisyon sistemindeki kavramalar, miller, dişliler, rulmanlar ve diğer parçaların tasarımıdır.

Geupel (1978), örnek bir dişli kutusunun ekonomikliği kullanılarak, tasarım kriterleri imalat imkanları ve üretim maliyetlerinin incelenerek optimum tasarım faktörlerinin tasarımı tartışılmıştır.

Wei ve ark. (1978), endüstriyel traktörlerde tork konvertörlü dişli kutusu tasarımı ve geliştirilmesi amacı ile tasarım kriterleri, kavrama dizaynı, genel dişli kutusu özellikleri, hidrolik sistemi ve üretim test yöntemleri 55 ile 85 beygir gücündeki endüstriyel traktörler için tartışılmıştır.

Akkurt (1980), makine elemanları kitap serisinin üçüncü cildinde dişlilerin güç ve hareket iletimini anlatarak dişlilerin tasarımları, imalat şekilleri ve yataklara gelen yükler hakkında hesaplamaları örnekler ile anlatmıştır.

Anonim (1983), Voith Engineering C845 tork konvertör transmisyonlu forklift araçları, endüstriyel traktörler ve diğer mekanik taşıma araçları için incelenmiştir. Tork konvertörü üzerinde ileri geri hareket düzenin 3000 dev/dak 'ya kadar ve 60 kw verimli motor gücünde yakıt verimliliği için tasarım yapılmıştır.

Demirsoy (1988), yazmış olduğu motorlu araçlar eserinde taşıtları oluşturan parçaları detaylı olarak anlatmış ve kullanıldıkları taşıtlarda kullanıldıkları yerleri örneklerle anlatmıştır.

Tarım traktörlerinin tasarım esasları kitabında, traktör tasarım parametreleri hakkında detaylı bilgi vermiştir. Traktörlerde ana yapı özellikleri ve tork aktarma organları üzerine çalışmalar yapmışlardır (**Kadayıfçılar ve ark. 1991**).

Sato ve ark. (1991), buldozerler için yeni transmisyon sistemi çalışması ile çok yönlü bir araç için orta ölçekli bir buldozerden daha büyük bir buldozer kullanmıştır. Bu nedenle orta ölçekli bir buldozerin transmisyon sisteminin kavramsal tasarımı büyük buldozerlerin sistemine göre değiştirilmesi gerekmektedir. Buldozer transmisyonu için yüksek kapasiteli tork konvertörünü ve düşük redüksiyon (yüksek çıkış hızı) aktarma dişlisi birleştirilmiştir. Orta ölçekli buldozerler için dönen kavramaların avantaj ve dezavantajlarını değerlendirerek bu kavramaların uygun olmadığı kararlaştırılmıştır. Kavramsal tasarım ve malzeme teknolojisi ile transmisyon boyutlarını düşürebilir ve verimi arttırabilirliğini ortaya koymuştur.

Çetinkaya (1999), yapmış olduğu çalışmada taşıta etkiyen kuvvetlerle taşıtın bu kuvvetler karşısındaki davranışı, taşıt ile yol, atmosfer ve sürücü arasındaki etkileşimleri

incelemiştir. Bu eserinde araçların aerodinamik yapısını inceleyerek otomotiv sanayi ve tasarımcılara kaynak olacak araştırmalara yer vermiştir.

Drouin ve ark. (1999), tarım traktörünün transmisyon hattının dinamik modellenmesi ile güç iletim kalitesi ile ilgili olan torsiyonal vibrasyonun traktör güç aktarma üniteleri dinamik davranışının analizi ile transmisyon kalitesini arttırmak amaçlanan bu çalışma için tasarım prosedürleri geliştirilmiştir. Transmisyon modeli CEMAGREF ve ENSAM tarafından RENAULT 145-14TX traktörü için geliştirilerek farklı model traktörlerdeki dişliler için gerçek dişli yüzey sertliği ve deneysel ölçümler için modelin küresel burulmayla sertliği karşılaştırarak test edilmiştir. Daha sonra modelin doğal titreşim frekansı tespit edilerek motor tarafından üretilen titreşim frekansına karşı herhangi bir bağlantındaki zararlar kontrol edilerek sonuçlara varılmıştır.

Keçecioglu ve ark. (2003), tarım traktörleri kitabında günümüz traktörlerinin şanzımanları hakkındaki araştırmalarını yayınlamıştır. Dişli aktarma organları yerine hidrostatik ve hidrodinamik güç aktarma organlarının traktörlerde kullanımından bahsetmiştir. Günümüzde kullanılan traktör şanzımanları karşılaştırmış ve aralarındaki farkları ortaya koymuştur.

Savaresi ve ark. (2003), bu çalışma ile CVT transmisyon sistemi yüksek güçlü traktörlerde incelenerek CVT aktarma kutusu geleneksel mekanik transmisyon ile birleştirilerek karakterize ederek, CVT transmisyon kontrol sisteminin ayarını ve tasarımına örnek bir çalışma hazırlamıştır. Bu birleştirme çalışmasında mekanik aksamların senkronizer ile kumandası, servo kontrol ve hidrolik transmisyon kontrolü olarak üç ana bölümde değerlendirmektedir. Bu çalışma ile tasarım, transmisyon sisteminin ayarları ve otomatik kontrol ayarları testler ile ortaya konulmuştur.

Nakazawa ve ark. (2006), traktöre ait planet dişli ile birleştirilmiş sürekli değişken devirli dişli kutusunun geliştirilmesi. Traktöre ait sürekli değişken devirli dişli kutusu (CVT) yeni bir tipi 2KH diferansiyel ve hidrostatik (HST) aktarma organı tasarlanmıştır. CVT aktarma organının bir türü olan HST hidrolik pompa ve hidromotor ünitelerinden oluşan aktarma organı daha düşük beygir gücüne sahip traktörde uygulanmıştır. Mevcut HST sistemi güç iletim daha düşük verimliliktedir ve geliştirilmesi gerekmektedir. Bu çalışmanın amacı CVT aktarma sistemi ile HST sisteminin karşılaştırılarak, HST sisteminin verimliliğinin artırılmasıdır. CVT aktarma organına ait teorik hız oranı ve verimliliği araştırılarak bir prototip CVT aktarma organı traktöre eklenmiştir. Deneysel sonuçlar prototip CVT aktarma organının verimi teorik değerlerinden çok düşük yüzde değerlerindedir. CVT aktarma sistemine sahip traktör için dizayn metodu yüksek verimlilik ile imal edilmiştir.

Xu ve ark. (2006), bu çalışmada bir planet dişli , değişken hacimli pompa (PV) ve sabit hacimli hidromotora (MF) sahip hidrolik transmisyon ve sabit oranlı dişli kutusundan oluşan hidromekanik sürekli değişken devirli transmisyon (HMCTV) traktörler için geliştirilmiştir. HMT transmisyon sisteminin analizi ve hidrolik transmisyonun analizine dayanarak HMCTV için sürüş şeması elde edilmiştir. Mekanik ve hidrolik parametreleri birimleri seçme yöntemi ve HMCVT ve kademesiz hız ayarı özellikleri açıklanarak analiz edilerek teorik çeki karakteristiği çizilmiştir. Orijinal ve geliştirilmiş traktörün çeki performansı karşılaştırılmıştır. Bu çalışma HMCTV transmisyon ile tasarlanmış olan traktör sürekli değişken hızı herhangi bir çeki gücünde ve motor yaklaşık tam yükte sağlayabilmektedir. Sonuç olarak HMCVT transmisyon çok yüksek verimlilik ve yakıt ekonomisi sağlamaktadır.

Zhang ve ark. (2006), bu çalışma ile CVT transmisyon sistemi ile donatılmış traktör tasarımı için kontrol kurallarının incelenmesini içermektedir. Geleneksel kontrol sisteminde yakıt ekonomisi ve dinamik performans traktör çalışma durumunda kontrol kurallarını sağlamaktadır ve operatör inisiyatifi ihmal edilerek bu uygulamaları günümüz traktörleri ile sınırlandırılmıştır. Bu problemi çözmek için bu çalışmada akıllı kontrol yönetimi ile operatör davranışı fuzzy kontrol sistemine dayanılarak traktör dinamik performansı geçici ve sürekli çalışma koşullarında traktör dinamik performansını geliştirmek için bu çalışma sunulmuştur. Fuzzy kontrollü motor kullanılarak, operatör taleplerine dayalı olarak traktör dinamik performansı tanıtılarak kurulan traktör gaz pedalını değişim oranları ile elde edilmiştir. Traktör için dinamik faktör akıllı geçici dinamik kontrol kurala göre yakıt ekonomisi ve dinamik performans kontrol kuralları tarafından çalışılabilmiştir. Traktör hızlandırma işlemi tamamlandıktan sonra, geçiş kontrol kuralı başarılı olarak yumuşak geçiş kuralına eklenerek akıllı geçici dinamik kural tarafından sabit yakıt ekonomisini sağlamak için kabul edilmiştir. Çalışmanın sonunda simülasyon sonuçları göstermektedir ki, akıllı kontrol kuralları traktörlerin optimum geniş bir performansa ulaşmasını sağlamaktadır. Bu çalışma akıllı traktörlerin CVT transmisyon ile donatılarak yeni bir tasarım metodu ortaya koymuşlardır.

Kim ve ark. (2007), bilgisayar destekli tasarım kullanılarak power shuttle traktörlerin tasarım parametreleri içerisinde dişli değiştirme performansı üzerine yapılmış bir çalışmadır. Hidrolik kontrol sisteminin EASY 5 modeli geliştirilerek, power shuttle traktör için tasarlanan simülasyon birleştirilmiştir. Çalışmayı doğrulama amacı ile hidrolik kontrol sistemi modeli ve power shuttle transmisyon deneysel olarak inşa edilerek doğrulaması testler ile yapılmıştır. Tasarım parametreleri terminal basınç ve hidrolik kontrol sisteminin modülasyonu için zamanlama, ileri hızı, ağırlık, shuttle dişli oranı ve traktörün torsiyonal

gücün düşürülmesini ile testler yapılmıştır. Aktarma değişim performansı transmisyon giriş milindeki maksimum tork, traktör aksları, kavrama üzerindeki her bir güç aktarma alanı ve güç aktarma için gerekli zaman ile bağlantılı olarak değerlendirilmiştir.

Tanelli ve ark. (2007), tarım traktörlerinde sürekli değişken devirli transmisyon kontrolü için transmisyon oranlarının hesaplanmasını konu alan bu çalışmada transmisyon aktarma oranı üzerine çalışmalar ile traktör güç üretiminin normal şartları ile CVT transmisyon sistemi üzerindeki yinelenen sensör hataları vurgulanarak deneysel olarak incelenmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEMLER

3.1. Materyal

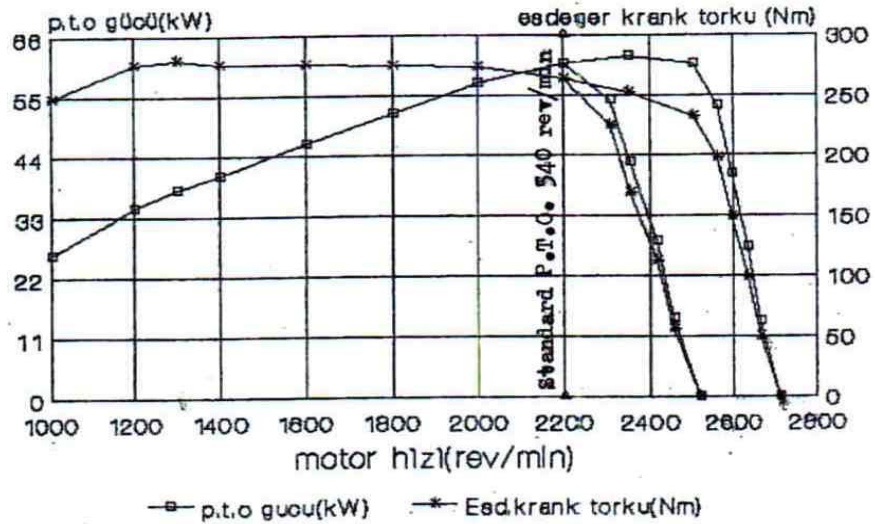
Orta segment 12 ileri ve 12 geri vites kutusuna sahip tarım traktörü ve bilgisayar destekli katı modelleme programı kullanılmıştır.

3.1.1. Traktör

Bu araştırmada materyal olarak orta segment deney traktörü dişli kutusu örnek alınarak incelenmiştir.

Tarım traktörü dört silindirli 95 beygir gücünde, dizel motordan gücünü almakta ve 12 + 12 (opsiyon) tip şanzımana sahip yüksek çatlıdır.

Orta segment tarım traktör için dizel 4 silindirli su soğutmalı motor kullanılmaktadır. Motor özellikleri üretici firmanın yapmış oldu test sonuçlarına göre elde edilen güç eğrisi üzerinde, elde edilen en yüksek gücün bulunduğu devir aralıkları kullanılarak, vites değişim devir aralığı tespit edilmektedir. Şekil 3.1’de traktör motoruna ait güç eğrisi görülmektedir.



Şekil 3.1. Orta Segment deney traktörüne ait güç eğrisi (Taşbaş 2003)

3.1.2. Orta Segment Tarım Traktörü traktör teknik özellikleri

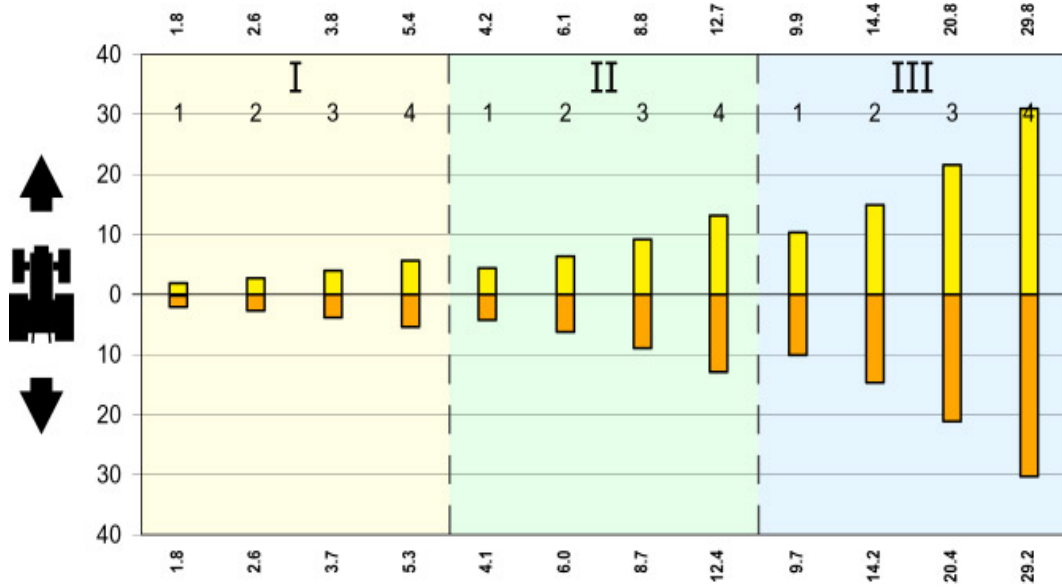
Orta segment deney traktörünün teknik özellikleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Orta segment deney traktörünün teknik özellikleri (Anonim 2002)

<u>TEKNİK BİLGİ /MODEL</u>	<u>YÜKSEK ÇATILI</u>
<u>Motor</u>	
Maksimum Güç(hp)	95
Maks.Güçte Motor Devri (d/dk)	2500
Silindir Sayısı / Aspirasyon	4 / Turbo
Silindir Hacmi(l)	3,9
Maksimum Tork (Nm)	360
Yakıt Depo Kapasitesi (l)	105
Kuru Hava Filtresi	Standart
Egsoz Aspirasyonu	Standart
<u>Transmisyon</u>	
Tipi	Tam Sekromeçli / Mekanik Mekik Kollu
Dişli Kutusu	12 + 12
Debreyaj Tipi	Kuru Disk / Mekanik
Çiftçeker Tahriki	Mekanik
Otomatik Ön Diferansiyel Kilidi	Standart
<u>Hidrolik</u>	
Lift-O-Matic	Standart
Ekipman Kontrolleri	Çeki – Pozisyon –Karma ve Yüzdürme
Çeki Kontrol Hassasiyeti	Alt Askı Kollarına Duyarlı
Maksimum Kol Kalkış Ayarı	Standart
Maksimum Kaldırma Kapasitesi (kg)	3565
Hidrolik Güç Çıkışı	4
<u>Kuyruk Mili</u>	
Standart Kuyruk Mili Hızları	540-750 (540E)
Motor Devri @540 (d/d)	2200
Motor Devri @540E (d/d)	1715
Tekerlek Devrine Senkronize PTO Devri	Standart
<u>Ölçüler (mm)</u>	
Dingil Açıklığı	2222
Toplam Uzunluk	4148
Ön İz Genişliği	1540 - 2054
Arka İz Genişliği	1503 - 2021
Alt Açıklık (Ön Diferansiyeden)	640
Toplam Yükseklik	2841
<u>Ağırlıklar (kg)</u>	
Çiftçeker Kabinli (Ek Ağırlıksız)	3770
Ön Ağırlıklar (adet x kg)	10 x 40 kg
Arka Ağırlıklar (adet x kg)	6 x 50 kg

3.1.3. Transmisyon Özellikleri

Orta segment deney traktörü 12 ileri ve 12 geri vites seçeneği ve bu opsiyonlarda sürüngen vites kutusu seçenekleri mevcuttur. Transmisyon 4 vites ve 3 grup ile 12 farklı hız kademesine ulaşmaktadır. Ön çeker tahriki kademe dişli grubundan almaktadır. PTO çıkışı direk motordan alarak 540 d/d ve 1000 d/d olarak çıkış vermektedir. Orta segment deney traktörü 12+12 traktörün şanzımanına ait hız gösterimi km/h olarak Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Orta segment deney traktörü dişli kutusu kademe hız gösterimi (Anonim 2002)

Dişli kutusu dişli kenetlenmeleri ve diş sayıları çizelgelerde belirtildiği üzere hesaplamalar buna göre yapılmıştır. Orta segment deney traktörüne ait dişli diş adetleri Çizelge 3.2’de verilmiştir. Dişli kenetlenme pozisyonları Çizelge 3.3’te verilmiştir.

Çizelge 3.2. Orta segment deney traktörü dişli kutusu dişlileri (Anonim 2002)

A.İleri Geri Senkronizasyon	Dişli Diş Sayıları
A1	18
A2	29
A3	20
A4	39
A5	35
B.Vites Dişli Grubu	
B1	21
B2	28
B3	32
B4	40
B5	52
B6	45
B7	42
B8	33
C.Takviye Dişli Grubu	
C1	23
C2	43
C3	17
C4	50
C5	27
C6	34
D.Diferansiyel Dişli Grubu	
D1	9
D2	43
E.Son Redüksiyon Dişli Grubu	
E1	11
E2	62
F.Ön Teker Dişli Grubu	
F1	24
F2	34
F3	9
F4	38
F5	15
F6	19
F7	54
G.PTO Dişli Grubu	
G1	21
G2	50
G3	14
G4	57

Çizelge 3.3. Deney tarım traktörü dişli kutusu kademe kenetleme gösterimi

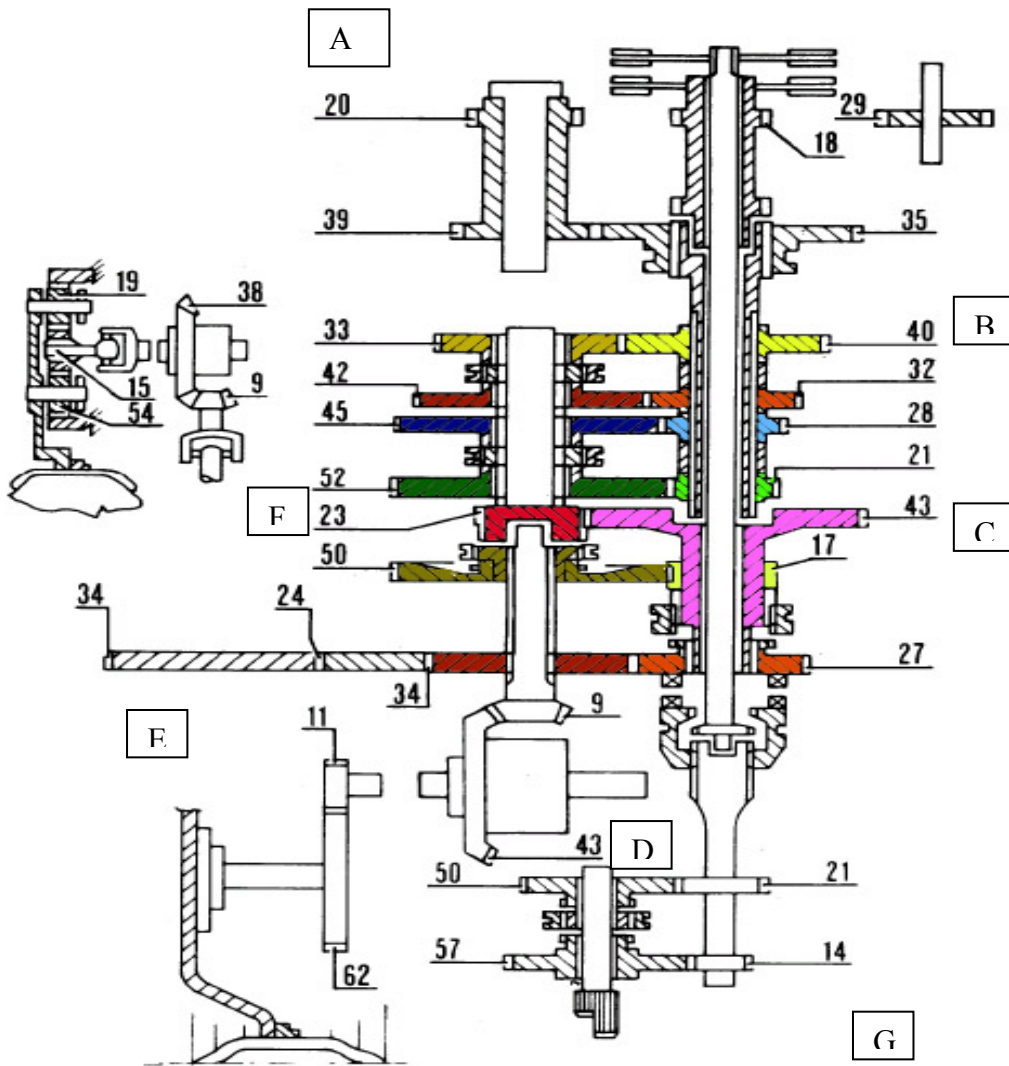
	İLERİ KONUMDAKİ DİŞLİ KENETLENMELERİ																													
	A1	A2	A3	A4	A5	B1	B2	B3	B4	B5	B6	B7	B8	C1	C2	C3	C4	C5	C6	D1	D2	E1	E2	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7
1.Vites						X				X				X	X	X	X			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
2.Vites							X				X			X	X	X	X			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
3.Vites								X				X		X	X	X	X			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
4.Vites									X				X	X	X	X	X			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
5.Vites						X				X				X	X			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
6.Vites							X				X			X	X			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
7.Vites								X				X		X	X			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
8.Vites									X				X	X	X			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
9.Vites						X				X				X	X					X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
10.vites							X				X			X	X					X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
11.Vites								X				X		X	X					X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
12.Vites									X				X	X	X					X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
	GERİ KONUMDAKİ DİŞLİ KENETLENMELERİ																													
	A1	A2	A3	A4	A5	B1	B2	B3	B4	B5	B6	B7	B8	C1	C2	C3	C4	C5	C6	D1	D2	E1	E2	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7
1.Vites	X	X	X	X	X	X				X				X	X	X	X			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
2.Vites	X	X	X	X	X		X				X			X	X	X	X			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
3.Vites	X	X	X	X	X			X				X		X	X	X	X			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
4.Vites	X	X	X	X	X				X				X	X	X	X	X			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
5.Vites	X	X	X	X	X	X				X				X	X			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
6.Vites	X	X	X	X	X		X				X			X	X			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
7.Vites	X	X	X	X	X			X				X		X	X			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
8.Vites	X	X	X	X	X				X				X	X	X			X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
9.Vites	X	X	X	X	X	X				X				X	X					X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
10.vites	X	X	X	X	X		X				X			X	X					X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
11.Vites	X	X	X	X	X			X				X		X	X					X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
12.Vites	X	X	X	X	X				X				X	X	X					X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X

3.1.4. Orta Segment Deney Traktörü Dişli Kutusu

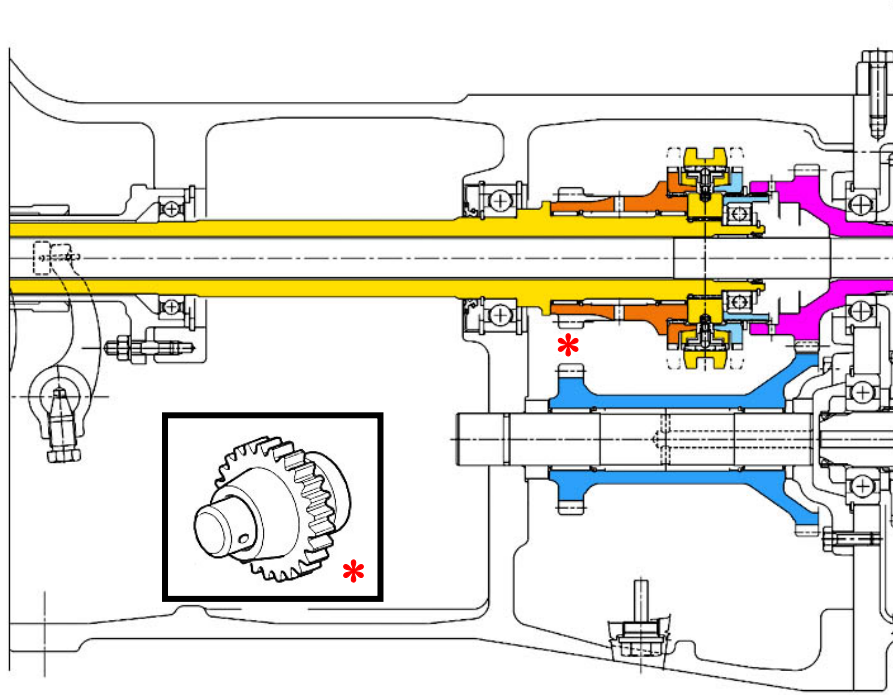
Tez çalışmasında hesaplamalarda kullanılan orta segment deney traktörü dişli kutusunun güç aktarım ve dişli yerleşimi Şekil 3.3'te gösterilmiştir.

Orta segment deney traktörü dişli kutusu genel aktarım şeması bölümleri;

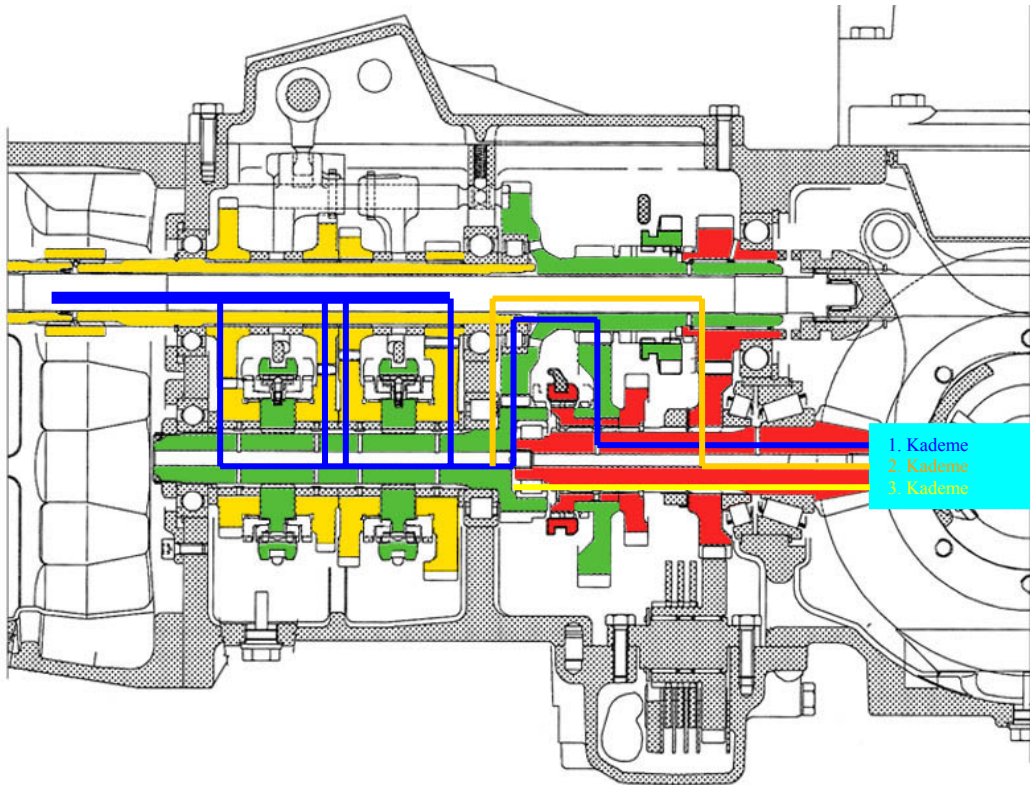
- A- İleri geri dişli aktarma grubu
- B- 4 kademe dişli kutusu
- C- Takviye grubu
- D- Diferansiyel dişli grubu
- E- Son redüksiyon dişli grubu
- F- Ön teker dişli grubu
- G- Kuyruk mili dişli grubu



Şekil 3.3. Orta segment deney traktörü 12+12 dişli kutusu genel aktarım şeması (Anonim 2002)



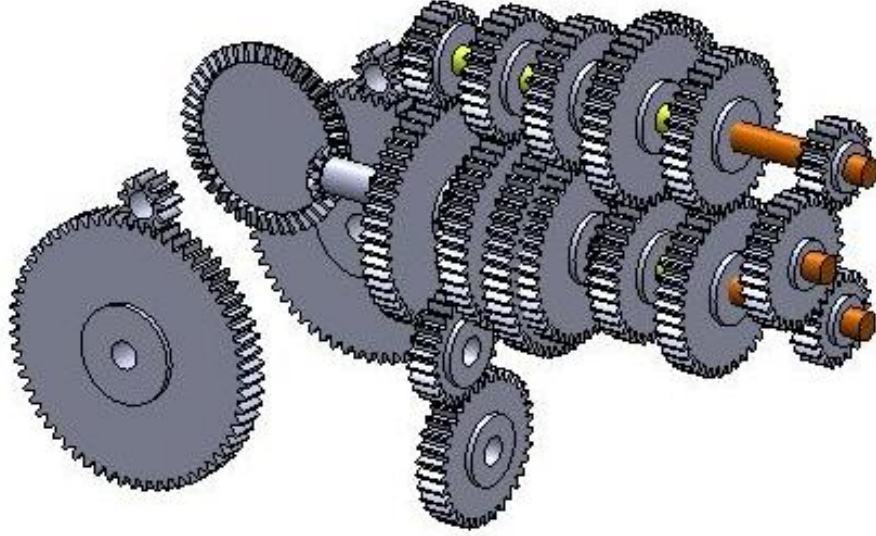
Şekil 3.4. Orta segment deney traktörü 12+12 dişli kutusu güç aktarım şeması (Anonim 2002)



Şekil 3.5. Orta segment deney traktörü 12+12 dişli kutusu dişli grupları pozisyon şeması (Anonim 2002)

3.1.5. SolidWorks programı

Dişli kutuları traktörün marka ve modeline göre çok farklı özelliklerde değişik dişli kutuları bulunmaktadır. Dişli kutusu tasarımında kullanılan katı modelleme programları ve sonlu elemanlar analizi ile dişlere gelen yükler ve geometrik uygunluk durumları incelenebilmektedir. Prototip imalinden önce talep edilen değerler çeşitli bilgisayar programları ile simüle edilir. Prototip testlerinde elde edilen veriler değerlendirilerek, üretimden önceki düzeltmelerin yapılmasına olanak sağlar. Tasarımdan sonraki aşamalarda farklı kombinasyonlar için sistemin çalışması, kullanımı ve bakım kılavuzlarının hazırlanmasında bu program büyük kolaylık sağlamaktadır. Bu araştırmada SolidWorks programı kullanılmıştır. Şekil 3.6'da orta segment tarım traktörünün dişli dizilimleri yapılarak dişli kutusu dişlileri doğrulanmıştır.



Şekil 3.6. Orta segment tarım traktörü şanzıman dişli dizilim kontrolü

Farklı dişlilerin aynı mil üzerinde karşılık dişlileri ile doğru konumlandırılmaları amacı ile aynı vites grubu dişlilerin diş ve modül sayılarına göre doğruluğu geometrik gösterimi ile sağlanmakta ve teknik resim haline getirilmektedir.

3.2. Yöntemler

Tarım traktörleri dişli kutusu tasarımında geometrik dizi ve harmonik dizi hesap yöntemleri kullanılmaktadır. Traktörün motor karakteristikleri incelenerek dişli kutusu, vites değiştirme aralığı belirlenmiştir. Vites kademesi düşük araçlarda geometrik veya harmonik dizi hesap yöntemi kullanılabilir, vites sayısı ve vites kademelendirmesi arttıkça hızların yakalanması için geometrik ve harmonik dizi hesap yöntemleri birlikte kullanılmaktadır. Bu çalışmada, geometrik dizi hesap yöntemi, harmonik hesap yöntemi ile orta segment bir tarım traktörünün dişli kutusu, makine elemanları dişli hesap yöntemi kullanılarak hız hesapları yapılmıştır. Örnek alınan orta segment tarım traktörü dişli kutusu hız hesapları yapılarak mevcut hızlar belirlenmiştir ve aynı traktör teknik özellikleri kullanılarak geometrik ve harmonik hesap yöntemi birlikte kullanılarak hızlar hesaplanmıştır.

3.2.1. Dişli kutusu hesap yöntemleri

Dişli kutusu tasarımında öncelikle değinilmesi gerek konuların başında motor güç eğrileri ve aracın kütsel geometrik özellikleri dikkate alınmalıdır. Tasarlanacak olan traktörün hız ve güç gereksinimlerine göre basamak seçimi ve dişli oranları belirlenmelidir. Dişli oranları belirlenen dişli kutusu üniteleri sonlu elemanlar hesap yöntemlerine göre hesaplanmıştır.

3.2.2. Motor Karakteristikleri

Taşıt motorları geniş bir devir sayısı aralığında çalıştırılabilirler. En az devir sayısı, motorun kararlı çalışması için gerekli şartlar benzinli motorlarda hava yakıt karışımının oluşması ve emilmesi, dizel motorda kendi kendine tutuşma sıcaklığına ulaşmak için gerekli hız ve yüksek kompresyondur. Maksimum devir sayısı emme ve egzoz işlemlerinin verimini, dizel motorda tutuşma gecikmesi parçaların ısıl gerilimleri, artan atalet yükleri, mekanik verimdeki düşme vb gibi durumlar ile sınırlandırılmaktadır.

Bir motorun en avantajlı çalışma durumları; maksimum güç, maksimum tork veya en az özgül yakıt tüketiminin sağladığı durumlardır. Bu çalışma durumları, motorun kullanım amacı ve yaptığı işin özellikleri tarafından belirlenmektedir.

Motorun değişik çalışma durumlarındaki güç ve ekonomisi “motor karakteristikleri” veya diğer bir deyimle “performans eğrileri” ile değerlendirilmektedir. Motor karakteristikleri, tork, güç yakıt tüketimi, devir sayısı ve motorun çalışması sırasında elde edilen diğer değerlerdeki değişimlerin grafik olarak gösterilmesidir.

Tam gaz durumundaki hız karakteristikleri “tam yük hız karakteristikleri” olarak bilinir. Tam yük hız karakteristikleri, bir motorun değişik devirlerde verebileceği maksimum çıkışların belirlenmesinde kullanılmaktadır (Çetinkaya 1999).

Transmisyon tasarımında motor karakteristiklerinden maksimum tork ve ortalama efektif basınca rastlayan devir sayısı ile maksimum motor gücüne rastlayan devir sayısı arasında transmisyon devir değişimi sağlanmaktadır. Şekil 3.1’de Orta segment deney traktörüne ait motor karakteristik eğrileri verilmiştir. Uygun vites değişim aralığı, 1500d/d ile 2400 d/d arasındadır. Motor vites değişimi bu devir aralıklarında geręekleřtirildięi durumda motor bayılması geręekleřmeden iş yapılabilir.

3.2.3. Traktör Tasarımında Esası Oluşturan ve çalışmalarına Etkili Olan Parametreler

Sözü edilen parametreler öncelikle traktör geometrisini etkileyen tasarım karakteristiklerini oluşturmaktadır.

Lastik tekerlekli tarım traktörlerinin ön ve arka aksa düşen ağırlıklarını ve traktör gücü ile asma (hidrolik) sisteminin kaldırma kapasitesi, traktörün uzunluğuna stabilitesi (kararlılığı) ve iz genişliği arasında yakın ilişki bulunmaktadır. Bu ilişkilere ait bir veya daha fazla parametre bilindiği takdirde diğerleri yaklaşık olarak belirlenebilmektedir. Burada parametrelerin değerlerini hesaplamaktan daha çok parametreler arası ilişkileri üzerinde durulacaktır. Belirli traktörler için verilen değerleri ise açıklayıcı karakterde olacaktır.

Traktörlerde gerek tasarım ve gerekse fonksiyonel karakteristikleri etkileme yönünden başlıca üç lineer uzunluk ile üç diğer teknik değer önemli olmaktadır.

1. Güç
2. Ağırlık
3. Hız
4. Ön arka aks uzaklığı
5. İz genişliği
6. Toprak aralığı

Doğal olarak ağırlık merkezinin yerinin çalışmadaki başarı ve güvenlik yönünden önemi olmaktadır. Zaten traktörün güvenle iş yapabilme imkan ve sınırları, bu değerlerin bir biri olan ilişkileri ile belirlenmiş ve saptanmıştır (Kadayıfçılar 1991).

Traktörün güvenle çalışmasını sağlayan traktör muharrik teker çeki kuvveti, traktörün çeki kapasitesi ve uzunluğuna stabilitesidir. Motor üretmiş olduğu tork miktarı transmisyon ve aktarma organlarının verimliliği ile doğru orantılı olup teker yarı çapı ile ters orantılıdır. Bu değerlerin neticesinde traktör çeki kuvvetinden büyük olması gerekmektedir ki, traktör güvenli hareketine başlayabilmeli ve hızlanmasını sağlayabilmelidir.

Limit faktörü tekerlek torku ise, güvenli çalışma için maksimum çeki kuvveti;

$$P_{\max} \leq \frac{T \cdot i \cdot \eta_t}{r} \quad (3.1)$$

Burada;

P_{\max} : Traktörün geliştirdiği maksimum çeki kuvveti (kW),

T: Traktör motorunun moment değeri (Nm),

r: Muharrik teker yarı çapı (m),

i: Toplam transmisyona oranı,

η_t : Aktarma oranlarının etkinliği (%) (Kadayıfçılar 1991).

Traktörün çeki kapasitesi, ağırlık ve tutunma katsayısı ile doğru orantılıdır. Traktör zemin tutunma değerinin yüksek olması traktörün hareketine patinajsız başlamasını sağlamaktadır. Traktörün hareketine başlayabilmesi için kendi ağırlığını kaldırabilecek gücü oluşturması gerekmektedir. Aynı zamanda traktörün oluşturmuş olduğu kalkış çeki kuvveti traktör ağırlığı ve tutunma katsayısından fazla olmamalıdır.

Limit faktörü çeki kuvveti ise;

$$P_{\max} \leq \gamma \cdot W \quad (3.2)$$

P_{\max} : Traktörün geliştirdiği maksimum çeki kuvveti (kW),

γ : Tutunma katsayısı,

W: Toplam traktör ağırlığı (kg) (Kadayıfçılar 1991).

Traktörün uzunluğuna stabilitesi traktör ağırlığı ve traktör ağırlık merkezinin çeki kuvvetinin oluşmuş olduğu arka tekere olan mesafesi doğru orantılı, teker çeki hattının zemine olan mesafesi ile ters orantılıdır. Bu oranın düşük olması halinde traktörde şahlanma meydana geleceğinden dolayı traktörün güvenli çalışması sağlanmayacaktır.

Limit faktörü traktörün uzunluğuna stabilitesi ise ;

$$P_{\max} \leq \frac{W \cdot x_2}{y_1} \quad (3.3)$$

P_{\max} : Traktörün geliştirdiği maksimum çeki kuvveti (kW),

x_2 :Ağırlık merkezinin arka aks merkezine olan yatay uzaklığı (m),

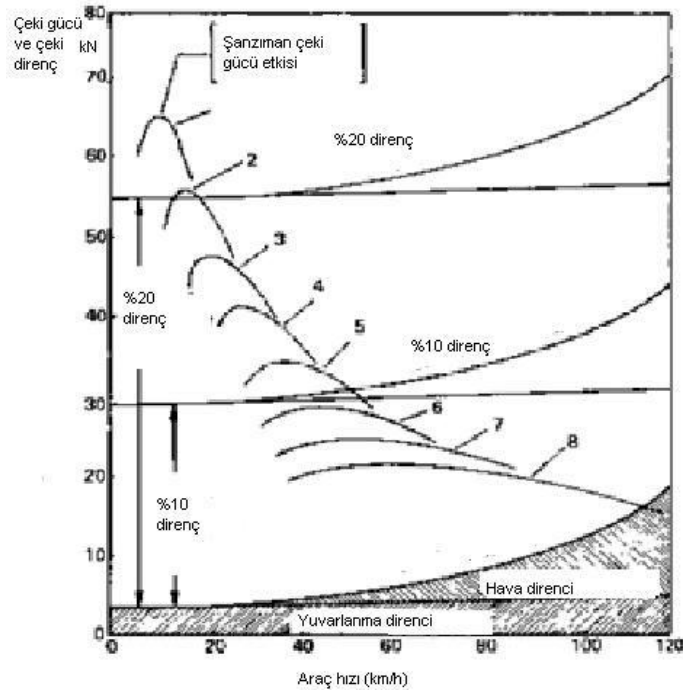
y_1 :Çeki hattının toprak yüzeyinden olan düşey uzaklığı (m) (Kadayıfçılar 1991).

Traktörün güvenli çalışması için konstrüksiyonda ek ilave ağırlık takviyeleri, zemin tutunma değerleri ve traktör aktarma oranlarının ivmelenmeye olan etkileri azaltılarak traktörü güvenli çalışma şartları sağlanmış olur.

3.2.4. Traktör hareket dirençleri

Traktörün hareketini koruyabilmesi için yol dirençlerinin üstesinden gelebilecek gücü geliştirerek hareket edebilmeli ve hız kazanabilmelidir.

Yol direnci çeki direnci (kN) olarak tanımlanır. Tekerlek ile yol arasında üstesinden gelinmesi gereken direnç çeki gücü (kN) olarak anılır (Şekil 3.7). Motor çıkış gücünün kapasitesi yol karşı direnci ile eşleştirilir. Bu karşı direnci tanımlanması daha elverişli olur ve yol direnç gücü olarak tanımlanır (Heisler 2002).



Şekil 3.7. Araç ortam direnç ilişkisi (Heisler 2002)

Araçlarda harekete karşı gösterilen yol direnci üç başlık altında incelenir:

- 1- Yuvarlanma direnci,
- 2- Hava direnci,
- 3- Eğim direnci,

3.2.4.1. Yuvarlanma Direnci

Çeki gücü uygulandığı zaman, güç tekerleğin deformasyonu, yol sürtünme direncinin sebep olduğu tutunma direnci motor gücü tarafından üstesinden gelmelidir.

İkinci olarak yuvarlanma direncine rulmanlar, yağ keçeleri ve şanzıman sistemindeki yağın çalkanma direnci sebep olmaktadır. Tekerleğin yassılaşılarak yüzeyinin bozulması ile daha fazla enerji gerektirir ki bu da yuvarlanma direncini az derecede artırmaktadır. Şekil 3.5'te görülmektedir. Yuvarlanma direncinin büyüklüğü araç yükü ağırlığı, yol yüzeyinin şekli, tekerleğin yapısı, materyali ve tasarımı ile değişkenlik göstermektedir (Heisler 2002).

Traktörler için yuvarlanma direnci teker deseni ve zemin özellikleri önemli etkenlerdir. Zemin tutunma değerleri Çizelge 3.4'te gösterilmiştir.

Çizelge 3.4 Zemin tutunma değerleri (Saral 1997)

Zeminin durumu	Tutunma Katsayısı(μ_k)		Yuvarlanma direnci katsayısı(C_r)
	%15 patinaj koşulunda	%50 patinaj koşulunda	
Beton yol	-	1.05	0.02
İyi tarla yolu	0.7	-	0.05
Kuru ,sert tınlı kil	0.55.....0.63	0.70.....0.80	0.05...0.09
Kuru,sertçe anız;biçilmiş çayır	0.5	-	0.05...0.10
Kuru ,normal tarla toprağı	0.43.....0.47	0.60	0.07...0.12
Nemli;fakat halen sertçe anız,biçilmiş çayır	0.4	-	0.12
Kuru tınlı kum	0.38.....0.40	0.5	0.10...0.15
Nemli;tınlı kum kumlu tın ,anız	0.30.....0.38	0.40.....0.38	0.12...0.17
Nemli,yapışkan ,üstü kuru pancar tarlası	0.25.....0.35	0.35.....0.45	-
Çok nemli ;kumlu tın,killi tın	0.20.....0.30	0.25.....0.35	0.15...0.25
Nemli balçıklı kum	0.15.....0.25	0.23.....0.32	-
Islak killi tın ,yapışkan tarla toprağı	0.10.....0.25	0.23.....0.32	0.20...0,,35
Nemli ,gevrek balçık	0.10.....0.25	0.23.....0.32	-

3.2.4.2. Hava Direnci

Traktörler yüksek hızlar için tasarlanmadığından dolayı yok sayılacak derecede hesaba katılmaktadır. Bir tarım traktörü yüzey alanı $\sim 3 \text{ m}^2$ olarak belirlenmektedir. Maksimum araç hızı 30 km/h ve yük taşıtları için aerodinamik direnç katsayısı 0,5 alındığında, araç hızından dolayı 135 kg yük oluşmaktadır. Traktör transmisyon sistemi için yenilmesi gereken düşük bir kuvvettir.

$$R_a = C_D A V^2 \quad (3.4)$$

C_D : Aerodinamik direnç katsayısı,

A: Araç ön yüzey alanı(m^2),

V: Araç hızı (km/h),

olmalıdır (Heisler 2002).

3.2.4.3. Eğim Direnci

Güç aracı yol her yol koşulunda hareket ettirebilmelidir. Traktörün ağırlığından dolayı oluşan potansiyel enerji araç ilerledikçe yenilmelidir. Harekete karşı olan eğim direnci ve bunla beraber çeki gücü ve motor gücü aracı hareket ettirmesi gerekir bu aracın yükü ve eğim ile direkt ilişkilidir (Heisler 2002).

3.2.5. Ağırlık Güç Oranı

En düşük ve en yüksek dişli oranları seçildiği zaman göz önünde bulundurulması gerek en önemli faktör sadece motor gücü değildir ve birde aracın ağırlı ve istenilen yüklerde hareketi sağlayabilmelidir. Sonuç olarak geliştirilen güç aracın her ağırlığında bilinmesi gerekir. Bu oran güç ağırlık oranı olarak tanımlanır (Heisler 2002).

Yolcu araçları ile ticari araçlar arasında çok geniş güç ağırlık oranı bulunmaktadır.

3.2.6. Aktarma Oranı

Dikkat edilmesi gereken aracın en dik eğim koşullarında kararlaştırılan dişli oranında hareket sağlamalıdır ve maksimum yol hızında araç beklenen üst hız kademesini sağlamalıdır.

En üst ve en alt dişli oranı tanımlanmalıdır (Heisler 2002).

3.2.6.1. Geometrik hesap yöntemi

Motorun her vites basamağında aynı devir sayısı aralığında çalışması için, taşıtlarda hız kademelerindeki dönüştürme oranları geometrik bir diziye göre tasarlanmaktadır.

3.2.6.1.1. En Yüksek Hızın Hesaplanması

Araç hızının motor devri ve güç eğrilerinden seçilip yuvarlanma ve hava direnci hesaba katılarak hesaplanması gerekir. Yuvarlanma ve hava direnci aracın bütün hız kademeleri için geçerlidir. Aracın ivmelenmesi için bu dirençler (R) her hız kademeleri için;

$$R=R_r + R_a \quad (3.5)$$

$$R=10 C_r W + C_D A V^2 \quad (3.6)$$

Burada;

C_r : Yuvarlanma direnç katsayısı

W : Araç ağırlığı (kg)

En büyük dişli oranı maksimum yol hızı ve motor devri tarafından maksimum motor gücü elde edilir(Heisler 2002).

Motor yaklaşık maksimum gücünde araca maksimum hızı sağlamak için vites değiştirmek gereklidir.

Teker hızı = Yol hızı(m/min)

$$\pi d N / G_F = 1000 V / 60 \quad (3.7)$$

Son dişli oranı :

$$G_F = 60\pi dN/100 V = 0.06 \pi dN / V \quad (3.8)$$

Burada;

G_F : Son dişli oranı

N : Motor devri (dev/dak)

d : Efektif teker çapı (m)

V : Motor maksimum gücündeki yol hızı (km/h)

3.2.6.1.2. En Düşük Hızın Hesaplanması

Maksimum ağırlık ve eğimde aracın talep edilen çeki ve tırmanmayı sağlayabilecek çeki gücünde olması gerekir. Bu yüzden çeki gücüne etki eden ağırlık ve eğim dirençlerini yenebilmelidir (Şekil 3.8). Bunun için yuvarlanma direnci ve eğim direnci aşağıda verilmiştir (Heisler 2002).

$$R = 10 C_r W + C_D A V^2 \quad (3.9)$$

Burada;

C_r : Yuvarlanma direnç katsayısı

W : Araç ağırlığı (kg)

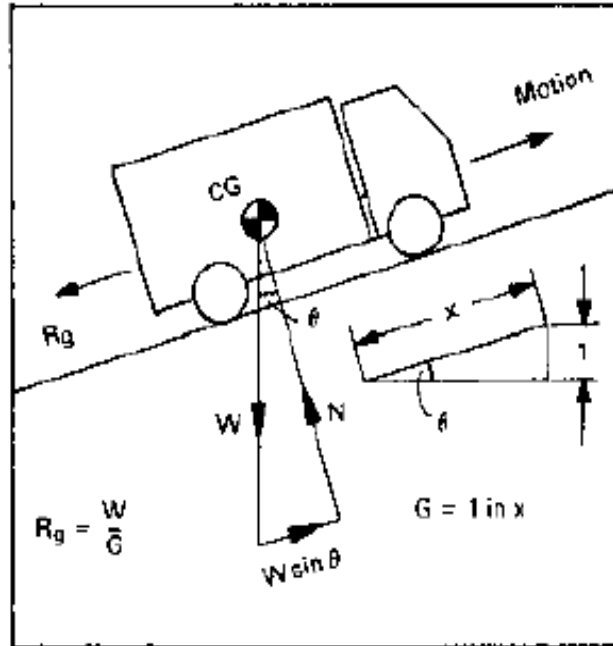
$$R_g = 10 W/G = 10 w \sin \theta \quad (3.10)$$

R_g : Eğim direnci (N)

W : Araç ağırlığı (N)

$G = \sin \theta$

bağıntıları ile sağlanır.



Şekil 3.8. Eğim direnci (Heisler 2002)

Çeki gücü = Harekete karşılık gelen direnç

$$E=R \quad (3.11)$$

$$E= R_r +R_g \text{ (N)} \quad (3.12)$$

Burada;

E: Çeki gücü (N)

R: Direnç güçler (N)

Öncelikle en düşük çeki gücü hesaplanır ve en düşük dişli oranı aşağıda belirtilen şekilde sağlanabilir.

Talep edilen tork = Elde edilebilir tork

$$ER= T G_B G_F \eta_M \quad (3.13)$$

$$\text{En düşük dişli oranı } G_B = ER/ T G_F \eta_M \quad (3.14)$$

Burada;

G_F : Son dişli oranı

G_B : En düşük dişli oranı

η_M : Mekanik verimlilik (%)

E: Çeki kuvveti (N)

T: Maksimum tork (Nm)

R: Efektif teker çapı yarı çapı (mt)

3.2.6.1.3. Ara Dişli Oranlarının Belirlenmesi

Traktör dişli kutusu tasarım parametrelerinin belirlenmesi için kullanılan tarım makinesini hız gereksinimlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Tarım makineleri toprak işleme hız gereksinimleri Çizelge 3.5'te gösterilmiştir. Gübreleme makineleri hız gereksinimleri Çizelge 3.6'da gösterilmiştir. Tarım makineleri ekim dikim işleme hız gereksinimleri Çizelge 3.7'de gösterilmiştir. Tarım makineleri Çizelge 3.8'de bakım hız gereksinimleri gösterilmiştir. Hasat işlemi için tarım makinelerinin hız gereksinimleri Çizelge 3.9'da gösterilmiştir.

Çizelge 3.5 Tarım makineleri toprak işleme hız gereksinimleri (Kadayıfçılar 1991)

	TRAKTÖR ÇALIŞMA HIZLARI	km/h	TRAKTÖR MOTOR ÇALIŞMA DURUMU			
			Düşük devir	Yüksek devir	Şanzıman kuyruk mili	Yol kuyruk mili
TOPRAK İŞLEME	Pullukla sürüm	3.5-7				
	Kesek kırma	6-8				
	Toprağı kabartma	3.5-7				
	Tırmık diskaro	4.5-8				
	Kesek çıkarma kırma	4.5-8				
	Sürgü merdane	5-6.5				
	Kaymak kırma	3.5-4.5				
	Toprak frezesi	1.4-4.2				

Çizelge 3.6. Tarım makineleri gübreleme işleme hız gereksinimleri (Kadayıfçılar 1991)

	TRAKTÖR ÇALIŞMA HIZLARI	km/h	TRAKTÖR MOTOR ÇALIŞMA DURUMU			
			Düşük motor devrinde çalışma	Tam gazda çalışma	Motor yada şanzuman kuyruk mili	Yol kuyruk mili
GÜBRELEME	Çiftlik gübresi dağıtıcısı ile çalışma_1	2-3				
	Çiftlik gübresi dağıtıcısı ile çalışma_2	2.5-4				
	Çiftlik gübresi dağıtıcısı ile çalışma_3	3.5-6				
	Çiftlik gübresi dağıtıcısı ile çalışma_4	4.5-7				
	Çiftlik gübresi karıştırma	4.5-6.5				
	Yapay gübre dağıtıcısı ile çalışma_1	3-5				
	Yapay gübre dağıtıcısı ile çalışma_2	4-8				
	Yapay gübre dağıtıcısı ile çalışma_3	7-9.5				

Çizelge 3.7 Tarım makineleri ekim ve dikim işleme hız gereksinimleri (Kadayıfçılar 1991)

	TRAKTÖR ÇALIŞMA HIZLARI	km/h	TRAKTÖR MOTOR ÇALIŞMA DURUMU			
			Düşük motor devrinde çalışma	Tam gazda çalışma	Motor yada şanzuman kuyruk mili	Yol kuyruk mili
EKİM VE DİKİM	A) EKİM					
	Asılı tip ekim makinası ile çalışma_1	3.7-5.2				
	Asılı tip ekim makinası ile çalışma_2	4.5-8				
	Çekili tip ve yardımcı ekipmanlı makina	5-10				
	B) DİKİM					
	Patates ekme elle düşürme borulu	3.7-6				
	Patates ekme yarı otomatik	1.5-3				
	Patates ekme tam otomatik	1.7-2.8				

Çizelge 3.8. Tarım makineleri bakım işleme hız gereksinimleri (Kadayıfçılar 1991)

	TRAKTÖR ÇALIŞMA HIZLARI	km/h	TRAKTÖR MOTOR ÇALIŞMA DURUMU			
			Düşük motor devrinde çalışma	Tam gazda çalışma	Motor yada şanzuman kuyruk mili	Yol kuyruk mili
BAKIM	A) ÇAYIR VE OTLAK					
	Sürgülü merdane, kaymak kırma	5-8				
	Merdane ile çalışma	3-4				
	B) HUBUBAT					
	Çapalama	3-5				
	C) PATATES					
	Patates örtme	3-4				
	Patates çapalam ve boğazdoldurma	3-8				
	Patates arasını çapalama	3-8				
	D) ŞEKER PANCARI					
	Pancar tekeme ve çapalama	0.4-0.5				
	Pancar çapalama	3-7				
	E) TARIMSAL SAVAŞ					
	Püstkürtme ve sisleme	3-8				

Çizelge 3.9. Tarım makineleri hasat işleme hız gereksinimleri (Kadayıfçılar 1991)

	TRAKTÖR ÇALIŞMA HIZLARI	km/h	TRAKTÖR MOTOR ÇALIŞMA DURUMU			
			Düşük motor devrinde çalışma	Tam gazda çalışma	Motor yada şanzuman kuyruk mili	Yol kuyruk mili
HASAT	A) YEM HAZIRLAMA					
	Bıçme	4.5-9				
	Karıştırma	3.5-6.5				
	Çevirme ve namlu yapma	5-8				
	Yıldız tırmıkla namlu yapma	9-12.5				
	Yıldız tırmıkla çok namlu yapma	5-7.5				
	Silaj yapma	2.5-5				
	B) HUBUBAT					
	Bıçer bağlarla çalışma	3.5-8				
	Balyalama	3.5-8				
	Bıçme genişliği güç ve haşpaya göre çalışma	1.7-5.5				
	C) PATATES					
	Ot alma	4-6				
	Patates hasat makinaları ile hasat	3-6.5				
	D) ŞEKER PANCARI					
	Pancar başı kesme	3.5-5.5				
	Pancar sökme	3.5-5.5				
	Kombine hasat makinaları ile hasat	2-6				
	E) TAŞIMA VE ULAŞTIRMA					
	Muharrik tekerlekli tarıma arabası ile taşıma	1.7-3.7				
Tarım arabası ile taşıma	5-20					
G) TOPLAMA VE YIĞMA						
Ön toplayıcı i toplama ve yığma Tarlada	3.7-8					

En düşük ve en yüksek dişli oranların arasında kademeli olarak istenilen hıza ulaşabilmek için motor hız aralığında aracın ivmelenmesi için dişli aktarım oranlarını etmek gerekir. Dişli oranları motor devrinin yol hızında tekerin devir hızına oranı ile tespit edilir (Heisler 2002). Şanzıman vites değişim aralığı Şekil 3.9'da bahsedilmiştir.

Dişli oranı = Motor devri (dev/dak) / Teker yol hızı (dev/dak)

Birinci vitesteki en yüksek teker hızı N_H ;

$$G_1 = N_H / G_1 \quad (3.15)$$

İkinci vitesteki en düşük teker hızı N_L ;

$$G_2 = N_L / G_2 \quad (3.16)$$

Bu iki vites hızları eşit olmalıdır ki bu durumda;

$$N_H / G_1 = N_L / G_2 \quad (3.17)$$

$$G_2 = G_1 N_L / N_H \quad (3.18)$$

Bu bağıntıdan diğer vites oraları da çıkartılabilir.

$$G_3 = G_2 N_L / N_H \quad (3.19)$$

$$G_4 = G_3 N_L / N_H \quad (3.20)$$

$$G_5 = G_4 N_L / N_H \quad (3.21)$$

N_L / N_H oranı minimum maksimum hızı oranı K 'dır. Böylece;

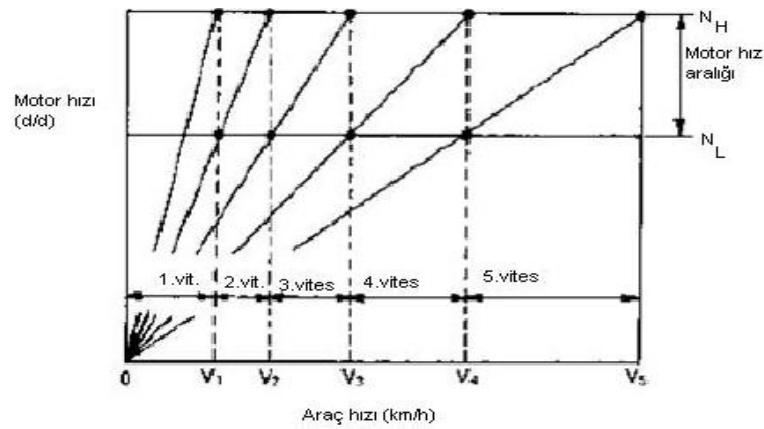
$$G_2 = G_1 N_L / N_H \quad (3.22)$$

$$G_2 = G_1 K \quad (3.23)$$

$$G_3 = G_1 K^2 \quad (3.24)$$

$$G_4 = G_1 K^3 \quad (3.25)$$

$$G_5 = G_1 K^4 \quad (3.26)$$



Şekil 3.9. Şanzıman devir aralığı vites değişimi (Heisler 2002)

Dolayısıyla oranlar geometrik dizi olarak gösterilir (Heisler 2002).

Genel olarak en yüksek vites (G_T) ve en düşük vites (G_B) dişli kutusunun dişli oranları (n_G) ile K arasındaki bağıntı;

$$K = (G_T / G_B)^{1/n_G - 1} \quad (3.27)$$

ile ifade edilir.

3.2.6.2. Harmonik hesap yöntemi

Harmonik hesap yöntemi taşıtlar için çok kullanılan hız kademelendirme sistemidir.

Bu dizinin elemanlarının tersi bir aritmetik dizi oluşturur. Yani dizi; $1, 1/2, 1/3, \dots, 1/n$ vites kademeleri oluşturacaktır. Çeki kuvveti ihtiyacının her kademesinde aynı kalması hali, aritmetik diziyeye göre kademelendirmeyi gerektirir (Kadayıfçılar 1991).

Birinci vites redüksiyon oranı \dot{I}_1 olan aritmetik dizide a ortak oran olursa;

$$\dot{I}_2 = \dot{I}_1 + a \quad (3.28)$$

$$\dot{I}_3 = \dot{I}_1 + 2a \quad (3.29)$$

$$\dot{I}_n = \dot{I}_1 + (n-1)a \quad (3.30)$$

olur.

3.2.6.3. Geometrik ve harmonik hesap yöntemi

Orta segment tarım traktörü dişli kutusu geometrik dizilim ve harmonik dizilim hesap yöntemleri kullanılarak, tarım alet ve makinalarının hız gereksinimleri sağlanmıştır. Düşük hızlar için geometrik dizi yöntemi ve yüksek hızlar için harmonik dizilim hesap yöntemi ile daha verimli sonuçlar elde edilebilmektedir.

3.3. Tasarımda kullanılacak olan dişli hesapları

Dişli kutusu içerisinde bulunan farklı dişlilerin hesaplanabilmesi için sonlu elemanlar hesapları kullanılmıştır.

3.3.1. Helis dişli hesaplamaları

Helis dişli kavrama ve güç aktarma kabiliyetinin yüksek olması nedeni ile güç aktarma ünitelerinde kullanılmaktadırlar. Çizelge 3.10'da belirtilen formüller dişlilerin güç aktarma ve geometrik ölçülerinin elde edilmesi için kullanılmıştır. Helis dişli diş yapısı sarmaldır. Sarmal diş yapısı sessiz çalışma ve yüzey alanı genişliğinden dolayı daha fazla güç aktarmaktadır ve dişin tutunma hareketi bitmeden diğer diş temasa geçer böylelikle güç aktarımı daha efektif olmaktadır. Konik dişli çark mekanizması verimleri $\eta : 0,97, \dots, 0,99$ arasında alınabilir.

Çizelge 3.10. Helis dişli hesap tablosu (Akkurt 1980)

	Döndüren dişli	Döndürülen dişli
Normal modül(M_n)	t_n/π	$d_o \cos \beta_o / z$
Alın modülü	$M_a = m_n / \cos \beta_o$	
Diş Sayısı	Z_1	$Z_2 = \dot{I}_{12} \times z_1$
Çevrim Oranı	$\dot{I}_{12} = n_1 / n_2 = z_2 / z_1$	
Taksimat Dairesi Çapı	$d_{o1} = m_n z_1 / \cos \beta_o$	$d_{o2} = m_n z_2 / \cos \beta_o$
Temel Dairesi Çapı (d_{g1})	$d_{g1} = d_{o1} \cos \alpha_{ao}$	$d_{g2} = d_{o2} \cos \alpha_{ao}$
Mil Ara Mesafe (a_o)	Sıfır ve K-O mek:	$m(z_1 + z_2) / 2$

Burada;

m : Modül

t_n : Normal adım

β_o : Dişli açısı

\dot{I}_{12} : Aktarma oranı

n_1 : Döndüren dişli taksimat dairesi çapı (mm)

n_2 : Döndürülen dişli taksimat dairesi çapı (mm)

z_2 : Döndüren dişli diş adeti

z_1 : Döndüren dişli diş adeti

3.3.2. Alın dişli hesaplamaları

Alın dişli en yaygın kullanılan dişli türüdür. Dişleri düzdür. Paralel ya da aynı eksen üstündeki millerde, güç aktarımında kullanılır. Verimleri %95'in üstüne çıkabilir. Dişlerin yüzleri, profilden bakıldığında bir evolvent eğri çizer. Dişlerin yüzleri eğrisel olmalıdır; yoksa dişlilerin çalışması gürültülü olur, yıpranma çabuklaşır ve sistemdeki titreşim artar. Evolvent eğri çok kullanışlıdır. Çünkü mil merkezleri arasındaki uzaklıklar bir miktar değişse bile, bu eğriye göre açılmış dişler ile gene bu eğriye uygun olarak açılmış öteki dişlinin dişlerine, aynı ölçüde güç aktarılabilir. Nominal çember üstüne düşen dişin yüzündeki nokta, gücün en verimli biçimde aktarıldığı noktadır. Alın dişlilerden oluşan bir sisteme, planet mekanizması adı verilir. Planet mekanizması, büyük bir güneş dişlinin çevresinde ve aynı zamanda daha büyük bir iç dişlinin içinde dönen, küçük bir (ya da daha çok) planet dişliden oluşan sistemdir. Traktörlerde son aktarma olarak ön ve arka tekerleklerde kullanılmaktadır. Alın dişli çark mekanizması verimleri $\eta : 0,97, \dots, 0,99$ arasında alınabilir.

Çizelge 3.11. Düz dişli hesap tablosu (Akkurt 1980)

Adı	Formül
Modül	$m=p/\pi=d/z$
Hatve (adım)	$p=m.\pi = d.\pi/z$
Diş sayısı	$z=d/m=d.\pi/p$
Bölüm dairesi çapı	$d=z.m = p z/\pi$
Merkezler arası	$a=d_1+d_2/2=m(z_1+z_2)/2$

Burada;

m : Modül,

p: Hatve,

z : Diş sayısı,

d : Bölüm dairesi çapı (mm),

a : Merkezler arası mesafe (mm).

3.3.3. Konik Dişli:

Eksenleri kesişen millerde kuvvet ve hareket iletmek için kullanılan ve yanal yüzeylerinin çevresine ve kesik koni tepe noktasında birleşecek şekilde dişler açılmış dişli çarklardır. Düz konik dişli çarklar ince tarafı tabana paralel bir şekilde kesilmiş bir koninin yan yüzeylerine özel tezgâhlarda eşit aralıklarla diş açılması ile meydana gelir. Bu dişliler genel olarak eksenleri arasındaki açı 90^0 olan miller için kullanılır. Traktörlerde dişli kutusundan çıkan hareketi aksalar iletimde içten çalışan konik dişliler kullanılmaktadır.

Konik dişli çark mekanizması verimleri $\eta : 0,95, \dots, 0,97$ arasında alınabilir.

Çizelge 3.12. Konik dişli hesap tablosu (Akkurt 1980)

	Döndüren dişli	Döndürülen dişli
Modül	$p / \pi = d_1 / z_1$	$p / \pi = d_2 / z_2$
Diş Sayısı	$z_1 = d_1 / m$	$z_2 = d_2 / m$
Adım	$p = m \cdot \pi = d_1 / z_1$	$p = m \cdot \pi = d_2 / z_2$
Bölüm Dairesi Çapı	$d_1 = z_1 \cdot m_1 = p \cdot z_1 / \pi$	$d_2 = z_2 \cdot m_2 = p \cdot z_2 / \pi$
Diş üstü dairesi çapı	$d_{a1} = d_1 + 2m \cdot \cos \alpha_1$	$d_{a2} = d_2 + 2m \cdot \cos \alpha_2$
İdeal Diş Sayısı	$Zi_1 = z_1 / \cos \alpha_1$	

Burada;

d_1 : Döndüren dişli taksimat dairesi çapı (mm),

d_2 : Döndürülen dişli taksimat dairesi çapı (mm),

z_1 : Döndüren dişli diş adeti,

z_2 : Döndürülen dişli diş adeti ,

m_1 : Döndüren dişli modülü ,

m_2 : Döndürülen dişli modülü,

α_1 : Döndüren dişli koniklik açısı,

α_2 : Döndürülen dişli koniklik açısı.

4. ARAŞTIRMA VE BULGULARI

Çalışmanın bu kısmında sonuçlar orta segment deney tarım traktörü (12+12) güvenli çalışma koşulları, geometrik dizi, harmonik dizi ve mevcut transmisyon sistemi incelenmesi başlıkları altında açıklanmıştır.

4.1. Deney traktörünün maksimum çeki kuvveti değerleri

Tarım traktörleri muharrik teker çeki kuvveti, çeki kapasitesi ve traktör uzunluğuna stabilitesi ile güvenli çalışma koşullarını incelenmiştir. Elde edilen hesaplama sonuçlarına göre traktör güvenli çalışma aralığında olduğu tespit edilmiştir. Orta segment tarım traktörünün 95 hp(69,92kw) güçte, 8390,4 Newton çeki kuvveti sağlamaktadır.

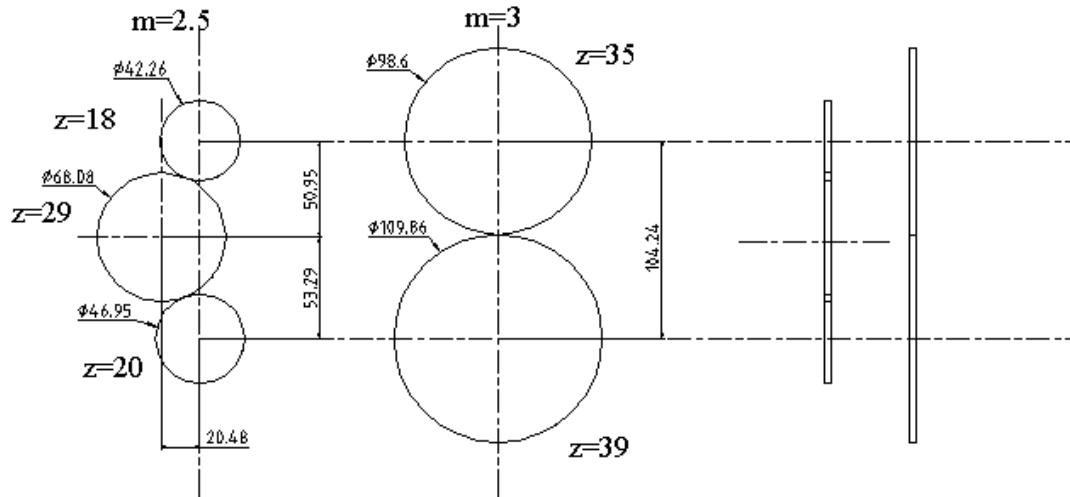
Traktörün motor maksimum tork değerine ve aktarma oranına göre teker çeki kuvveti 8934,4 Newton elde edilmiştir. Çeki kuvvetinden büyük olması koşulunu sağlamaktadır.

Ağırlık ve tutunma katsayısına göre deney traktörünün çeki kuvveti 12000 Newton elde edilmiştir. Çeki kuvvetinden büyük olması koşulunu sağlamaktadır.

Traktörün ağırlık merkezine zemin ve aks mesafelerine bağlı olarak oluşan çeki kuvveti 9333,3 Newton elde edilmiştir. Çeki kuvvetinden büyük olması koşulunu sağlamaktadır.

4.2. Deney traktörü (12+12) transmisyon sistemi hıza bağlı tork değerleri

Transmisyon sisteminin ileri ve geri ayırım dişli sistemi Şekil 4.1’de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 İleri geri dişli grubu

Şanzıman dişli tasarımında Çizelge 3.10 Helis dişli hesap tablosu, Çizelge 3.11 Düz dişli hesap tablosu ve Çizelge 3.12 Konik dişli hesap tablosu kullanılarak, motorun 1800 d/d’da ürettiği tork 308,1 Nm alınarak aşağıda Çizelge 4.1’ de gösterilen traktör hızları ve son

redüksiyon tork miktarları elde edilmiştir. Çizelge 3.2’te Dişli diş sayıları verilmiştir. Dişli kenetlenme Çizelge 3.3’te gösterilen değerlere göre alınarak yapılmıştır. Çizelge 4.2 de elde edilen traktör hız değerleri grafik olarak görülmektedir.

Geri konumda \dot{I}_A aktarma oranı 18–29–20–39–35 dişlilerin teması ile sağlanır. Z 29 dişli avara dişli olup geri vites konumuna çatal ile geçirilir. Geri vites aktarma oranları ileri konumda elde edilen aktarma oranlarının çarpımı ile elde edilir.

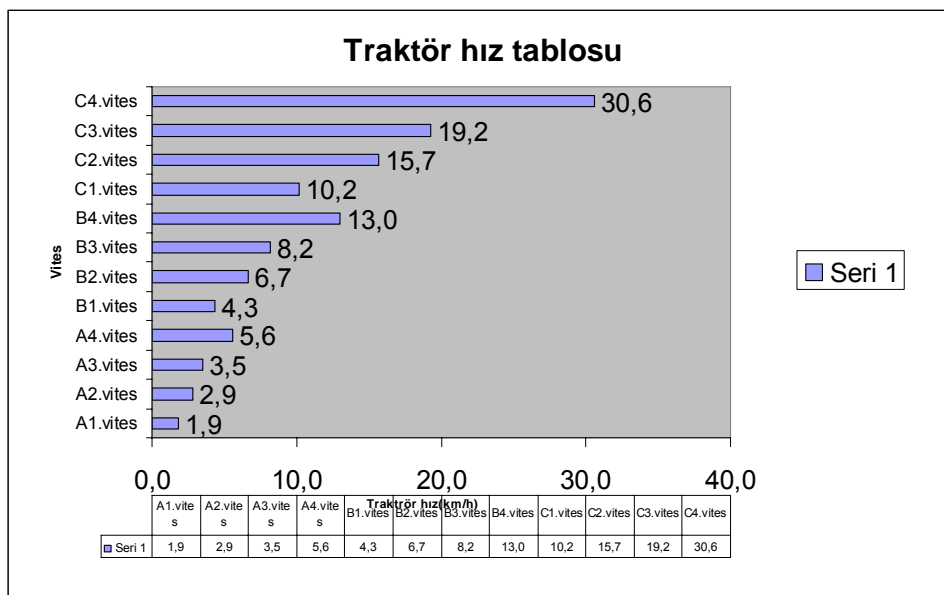
$$\dot{I}_A = 18/29 \times 29/20 \times 39/35 = 0,997$$

$$n_{\dot{c}} = n_{\text{motor}} / \dot{I}_A = 1800 \text{ d/d} / 0,997 = 1805,41 \text{ d/d} \quad (4.1)$$

olur. Bu elde edilen 1805,41 d/d bir tarım traktörünün saha çalışması dikkate alındığında 5,41 d/d artış önemsiz olarak kabul edilebilir.

Çizelge 4.1 Traktör hız ve tork hesap tablosu

Takviye	Vites	Son reduk.cevrim oranı (\dot{I})	Traktör hızı (km/h)	Son reduk. Tork (Nm)
A	A1.vites	365,6	1,9	112647,96
	A2.vites	237,3	2,9	73112,86
	A3.vites	193,8	3,5	59708,83
	A4.vites	121,8	5,6	37531,27
B	B1.vites	156,5	4,3	48230,02
	B2.vites	101,6	6,7	31303,13
	B3.vites	83,0	8,2	25564,23
	B4.vites	52,2	13,0	16068,94
C	C1.vites	66,5	10,2	20486,21
	C2.vites	43,2	15,7	13296,34
	C3.vites	35,2	19,2	10858,68
	C4.vites	22,2	30,6	6825,45



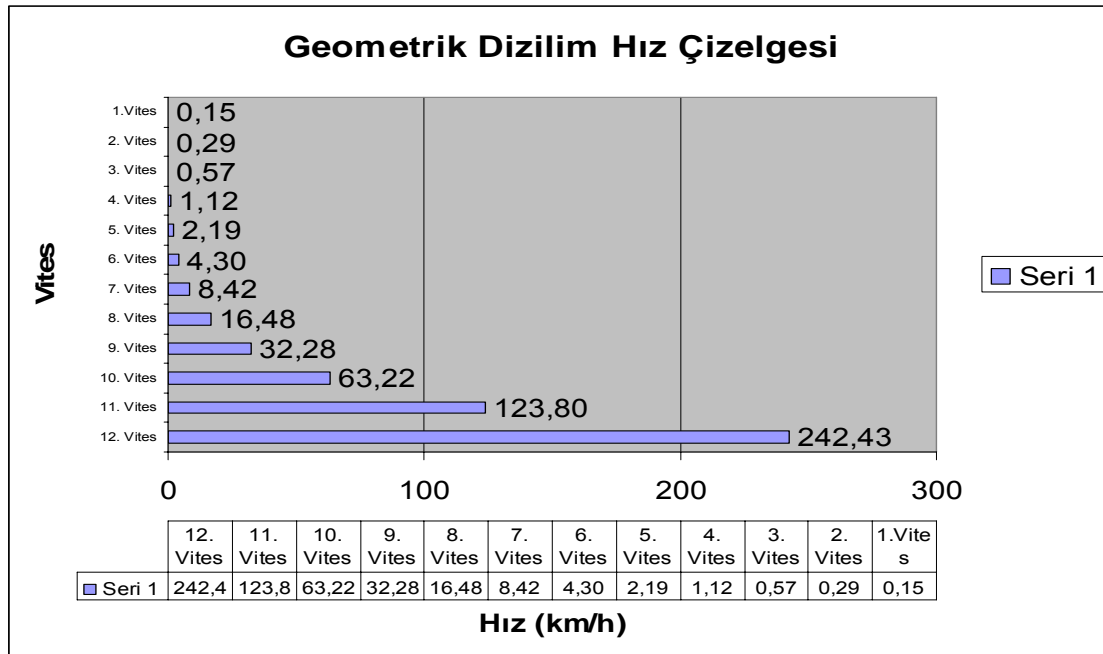
Şekil 4.2 Traktör vites hızları

4.3.Geometrik dizilim hız değerleri

Geometrik dizilim hesap yöntemine göre orta segment tarım traktörü motor teknik özelliklerinden faydalanarak yapılan hesaplamada Çizelge 4.2’de bahsedilen değerler bulunmuştur. Şekil 4.3’de geometrik hesap yöntemine göre hızlar gösterilmiştir.

Çizelge 4.2 12+12 hızlı vites kutusunun geometrik dizilim hesap hızları

Geometrik dizilim	
Vites	km/h
12. Vites	242,43
11. Vites	123,80
10. Vites	63,22
9. Vites	32,28
8. Vites	16,48
7. Vites	8,42
6. Vites	4,30
5. Vites	2,19
4. Vites	1,12
3. Vites	0,57
2. Vites	0,29
1.Vites	0,15



Şekil 4.3. Geometrik dizilim traktör hızları

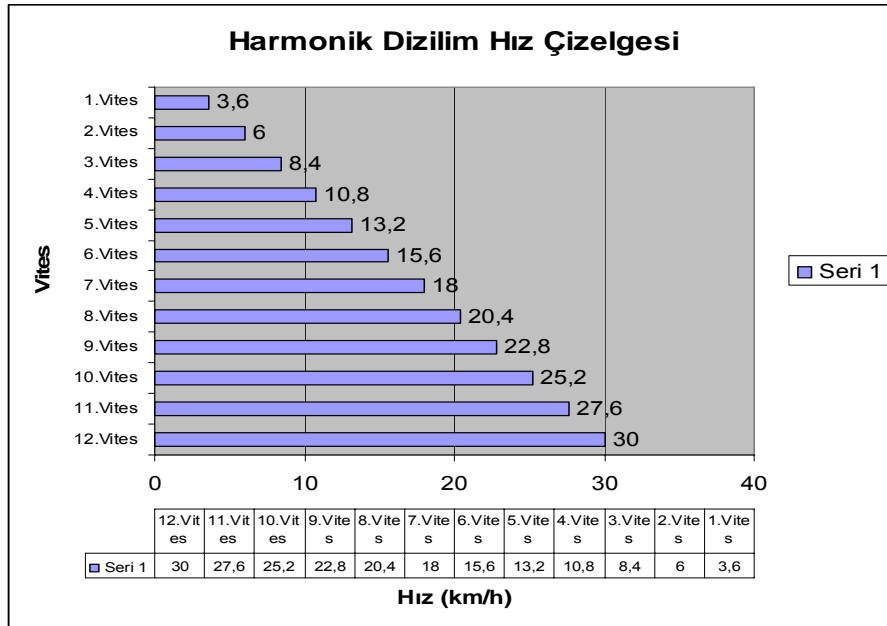
Geometrik dizilim hesap yöntemi ile Çizelge 4.2’de 1. vites kademesinde 0,15 km/h, 12. vites kademesinde 242,43 km/h hız elde edilmiştir. Tarım alet ve ekipmanları kullanımı için bu hız aralıkları kullanış değildir ve dişli kutusundan doğru performans sağlanamamaktadır.

4.4. Harmonik dizilim hız değerleri

Harmonik dizilim hesap yöntemine göre 12+12 vites kutusu için hesaplanan hız değerleri Çizelge 4.3'te bahsedilmiştir. Şekil 4.4'te harmonik hesap yöntemine göre hızlar gösterilmiştir.

Çizelge 4.3. 12+12 hızlı vites kutusunun harmonik dizilim hesap hızları

Harmonik dizilim	
Vites	km/h
12.Vites	30
11.Vites	27,6
10.Vites	25,2
9.Vites	22,8
8.Vites	20,4
7.Vites	18
6.Vites	15,6
5.Vites	13,2
4.Vites	10,8
3.Vites	8,4
2.Vites	6
1.Vites	3,6



Şekil 4.4. Harmonik dizilim traktör hızları

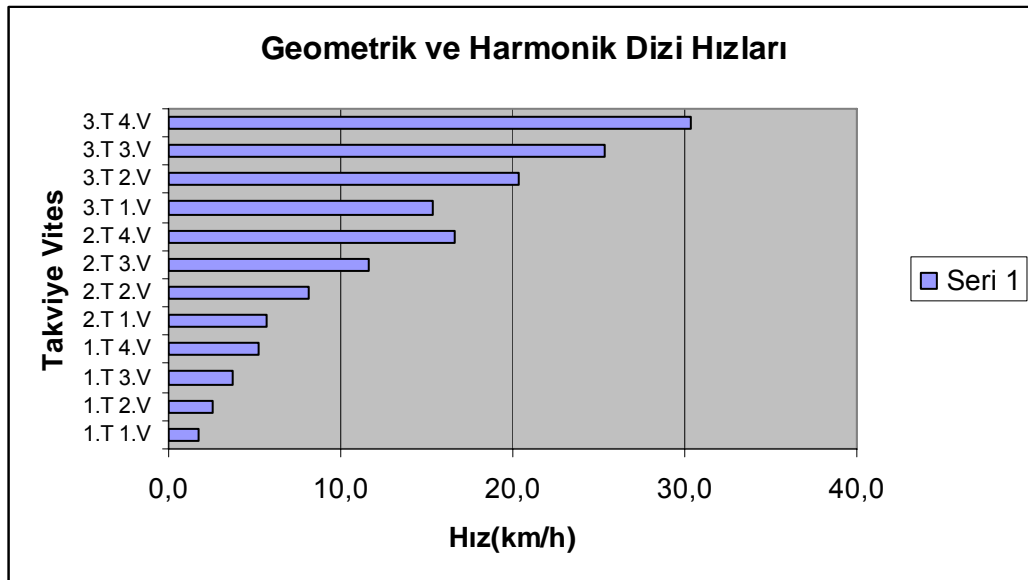
Harmonik dizi hesap yöntemi ile elde edilen Çizelge 4.3'te 1.vites kademesi 3,6 km/h ve 12. vites kademesinde 30 km/h hızları elde edilmiştir. Vites kademeleri tarım alet ve ekipmanları hız gereksinimlerini karşılayamamaktadır. Vites kademeleri ihtiyaç olan değerlerde olmadığından traktör gerekli çeki gücünde performans sağlayamayacaktır.

4.5. Geometrik ve Harmonik dizilim ile hesaplama

Geometrik diziye göre tasarlanan vites kutularında küçük viteslerde basamak artmaktadır. Harmonik diziye göre tasarlanan vites kutularında aktarma oranı değişkendir. Bu özelliklerinden dolayı geometrik ve harmonik dizilim yöntemi kullanılarak Çizelge 4.4'te ki hızlar ortaya çıkmıştır ki, bu hızlar örnek almış olduğumuz traktörün hızları bir birine çok yakın çıkmıştır.

Çizelge 4.4 Geometrik ve Harmonik dizilime göre hesaplanan dişli kutu hızları

	Takviye	Vites	km/h
Geometrik dizilim	1.Takviye	1.Vites	1,8
		2.Vites	2,6
		3.Vites	3,7
		4.Vites	5,2
	2.Takviye	1.Vites	5,7
		2.Vites	8,1
		3.Vites	11,6
		4.Vites	16,6
Harmonik dizilim	3.Takviye	1.Vites	15,3
		2.Vites	20,3
		3.Vites	25,3
		4.Vites	30,3



Şekil 4.5 Geometrik ve harmonik dizi hızları

Geometrik ve harmonik dizilim hesap yönteminin karışımı Çizelge 4.4'te 12 kademe vites kutusu üç gruba ayrılarak düşük hız gereksinimleri için geometrik dizilim, yüksek hızlar için harmonik dizilim hesap yöntemi ile hızlar hesaplanmıştır. 1.takviye ve 2. takviye de elde edilen hızlar, tarım alet ve ekipmanları hız gereksinimleri karşılamaktadır. 3. takviye grubundaki hızlar traktör seyir hızlarını karşılamaktadır.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada eksikliği duyulan vites kutusu tasarımı ve hesaplamaları gerçekleştirilmiştir. Bu hesaplamalar var olan bir traktörde uygunluğu kontrol edilmiştir.

Tarım traktörlerin tasarım esaslarının arazi çalışma şartlarının gereksinimleri belirlemektedir. Yapılan şanzıman incelemesinde 12+12 vites kutusu iş gereksinimini karşılamaktadır. Toprak şartları ve arazi eğimi koşulları için incelenen şanzıman Çizelge 4.1'e göre elde edilen hızlar tarım alet ve ekipman hız taleplerini karşılamaktadır.

Yapılan geometrik hesaplamada 12 hız kademesi için yüksek hızlar elde edilmiştir. Çizelge 4.2'de bahsedilen hız değerleri 0,15 km/h ile 242,43 km/h arasındadır ki, bu hız aralığı bir tarım traktörünün çalışması için uygun değildir.

Harmonik dizim hesap yöntemi ile 12+12 vites kademesi için Çizelge 4.3'te 3,6 km/h ile 30 km/h arasında hızlar elde edilmiştir. Vitesler arasındaki hızlar incelendiğinde tarım alet ve ekipmanlarının kullanımına uygun olmadığı görülmektedir.

Tarım traktörlerinde güç, her hız kademesinde sabit kalan ve en yüksek güç değerini vermesi gerekir. Bunun için geometrik dizinin düzgün hızlanma, uzun motor ömrü, yüksek çalışma etkiliği sağladığından tercih edilir. Ancak geometrik dizimde küçük devir sayısı aralıklarında basamak sayısı çok artmaktadır. Devir aralığını arttırmakla vites sayısı düşürülebilir bu da düşük devirlerde istenen gücü veremez ve yüksek devirlerde aşırı hız elde edilir ki bir tarım traktöründe ihtiyaç olunan düşük hız yüksek güç isteğini karşılamamaktadır. Tarım traktörü için 0-20 km/h hız aralığı için geometrik dizilim, 20-30 km/h hız aralığı harmonik dizilim için uygundur. Çizelge 4.1'de elde edilmiş hız değerleri 12 hız kademesi 3 kademeye ayrılarak tarım makineleri hız gereksinimlerini karşılayan bir vites kutusu elde edilmiştir.

Sonuç olarak tarım traktörlerinde geometrik hesap yöntemi düşük aktarma oranlarında ve harmonik hesap yöntemi yüksek hızlara ulaşmak için aktarma oranlarının belirlenmesi için kullanılmaktadır. Geometrik ve harmonik hesap yönteminin birlikte kullanılarak yüksek vites sayılarında ihtiyaç olunan hızları tespit etmek için uygundur.

6. KAYNAKLAR

- Aba E (1984). Tek Dingilli Bir Bahçe Traktörü İçin Vites Kutusu Projelendirilmesi. Y. Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul Teknik Üniversitesi
- Akkurt, M. (1980). Makina Elemanları, Güç ve Hareket İletim Elemanları, Üçüncü cilt. Bursa Üniversitesi Basımevi, s.4-310, Bursa
- Anonim (1983) . Transmission Systems For Works And Road Trucks. Automotive Engineer , V8, n 5, Oct-Nov, 16-19p , London , England.
- Anonim (2002) . Newholland Servis Bakım Klavuzu , Ankara
- Browning EP (1979). Design Of Agricultural Tractor Transmission Elements . Des of Agric Tractor Transm Elem for Presentation at the ASAE Winter Meet .Journal of Sound and Vibration , Dec 18, 32p,Chicago, IL, USA.
- Books, R.S., Georing C.E. (2000) A New Traction Model For Crawler Tractors. ASAE, Vol.43(1):39-46, USA, 0001-2351/00/4301-39
- Buckmaster,D.R. (2003). Benchmarking Tractor Costs, ASAE, Vol.19(2):151-154, USA, ISSN0883-8542
- Çetinkaya, S. (1999). Taşıt Mekaniği, 297s, Nobel Yayın Dağıtım, Ankara ISBN975-591-103-0
- Drouin B , Goupillon JF , Brassart F , Gublin F (1991). Dynamic Modeling Of The Transmission Line Of An Agricultural Tractor . International Off-Highway and Powerplant Congress and Exposition . SAE Technical Paper Series , Sep 9-12, 1-12p, Milwaukee, WI, USA.
- Geupel H. (1978). Konstruktion Eines Schleppergetriebes. Werkstatt und Betrieb, V111, 85-92p,Germany.
- Goering, C.E. (2008). A Century Of Tractor Development 1907-2007. ASABE. Vol. 51(2):379-383, USA, ISSN 0001-2351
- Georing, C.E., Stone, M.L., Smith, D.W. , Turnquist, P.K. (2003). Engine And Vehicle Engineering Principles,ASAE, USA, 37-56 p
- Haight RE (1973) . Punched Tape Control Of Power Shift Transmission Test Stands. SAE Preprints , n 730819, 4p.
- Hanson, P.A., Lindgren, M., Nordin, M. Petterson, O. (2003) A Methodology for Measuring The Effects Of Transient Loads On The Fuel Efficiency Of Agricultural Tractors, ASAE, Vol.19(3): 251-257 ,ISSN 0883-8542, USA
- Heisler, H. (2002). Advanced Vehicle Technology ,Second Edition. Butterworth Heinemann, 663 p, England, ISBN 0 7506 5131 8

- Kadayıfçılar, S., Kadayıfçılar S (1991). Tarım Traktörleri Tasarım Esasları. Türkiye Zirai Donatım Kurumu Genel Müdürlüğü, 197s, Ankara
- Keçecioglu, G., Gülsoylu, E. (2003). Tarım Traktörleri. Ege Üniversitesi Basımevi, 317s, Bornova İzmir.
- Kim DC , Kim KU , Park YJ , Huh JY (2007) . Analysis Of Shifting Performance Of Power Shuttle Transmission . Journal Of Terramechanics , V44 , 111-122p ,South Korea.
- Kim, D.C., Ryu, I.H., Kim K.U. (2001). Analysis of Tractor Transmission And Driving Axle Loads, ASAE, Vol. 44(4):751-757, ISSN 0001-2351
- Lindgren, M. Hanson ,P.A. (2002) Effects of Engine Control Strategies and Transmission Characteristics on The Exhaust Gas Emissions From An Agricultural Tractor. Silsoe Research Institute, Biosystem Engineering 83(1)55-65, Sweden
- Lechner G, Naunheimer H, (1999). Automative Transmission. Springer, 442 p, Stuttgart, Germany, ISBN 3-540-65903
- Lowe MA (1977). Design And Development Of Full Powershift Transmission Clutches. International Telemetering Conference (Proceedings). Oil-Immersed Brakes and Clutches Mar 15 55-61p, London, England.
- Meyer RW, Richmond W (1971). Design And Development Of The Transmission System For The Allischalmers HD- 41 crawler tractor. SAE Pap 710725 , 12p.
- Nakazawa M, Kishi, S, Horiuchi, T, Wada, Hitoshi, Sano S, Fukada, S (2006). A Development Of Tractor's Continuously Variable Transmission Based On Combined Planetary Gear Train (2nd report, Design And Manufacture Of Prototype Transmission And Experiments). Japan Society of Mechanical Engineers, Part C, V72, 2015-2020p, Japan.
- Nitescu G , Sima P (1973). Beitrage Zur Untersuchung Der Kinematik Und Dinamik Der Traktorenttransmission. Buletinul Institutului Politehnic din Iasi ,V19, n1-2, 69-76p, Germany .
- Renius KT (1976). European Tractor Transmission Design Concepts.Pap ASAE For Winter Meet. Paper - American Society of Agricultural Engineers Dec 14-17 10p , Chicago, IL, USA.
- Turnquist, P.K., Smith, D.W., Stone, M.L., Goering, C.E. (2003) Off-Road Vehicle Engineering Principles. ASAE ,USA
- Saral, A. (1997). Tarım Traktörleri. Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi, 198s, Ankara

- Sato M , Kuse T , Nakamura M , Hisamura T (1991) . New Transmission Gear Train For Bulldozers . International Off-Highway and Powerplant Congress and Exposition . SAE Technical Paper Series Sep 9-12 1-4p , Milwaukee, WI, USA .
- Savaresi SM, Taroni F, Prevedi F, Bittani S (2003). On The Design And Tuning Of The Controllers In A Power-Split Continuously Variable Transmission For Agricultural Tractors. Journal of Automobile Engineering, V 217 ,745-759p, Milano,Italy.
- Schellenberger, M.J.C (1999). Design Consideration For Variable Power Split Hydraulic Drivers For Industrial Applications, MsBC, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, West Virginia,USA.
- Stokes, A. (1992). Manual Gearbox Design, Butterworth Heinemann, 161p ,England, ISBN 0 7506 04 17 4
- Tanelli M , Codeca F, Savaresi SM., Taroni F, Prevedi F (2007) . On Transmission-Ratio Computation For The Control Of A Continously Variable Transmission In Agricultural Tractors. Proceedings of the American Control Conference, Proceedings of the 2007 American Control Conference Jul 9-13 5730-5735p , New York, NY, United States .
- Taşbaş, H. Aygül, A., İlban, B., Cıvcıv. M., (2003). Tarım Traktörlerinin OECD Test Koduna (CODE 2) Göre performans değerleri 1999-2002, 143s, Tarım ve Köy İşleri Bakanlığı Tarım Alet ve Makinaları Test Merkezi Müdürlüğü, Ankara
- Ülger, P., Akdemir, B., Kayışoğlu, B., Güzel, E., Eker, B., Pınar, Y., Bayhan, Y., Sağlam, C. (2002). Tarım Makinaları İlkeleri, 417s, Fakülteler Matbaası, Tekirdağ
- Wei Lun J. (1978). Design And Development Of An Industrial Tractor Torque Converter Transmission. SAE Preprints, 13p.
- Xu L ,Zhou Z, Zhang M, Li Y (2006). Design Of Hydro-Mechanical Continuously Variable Transmission Of Tractor. Nongye Jixie Xuebao/Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, V37, 5-8p ,China.
- Zhang Y , Zhou Z , Zhou X (2006) . Intelligent Control Rule For Tractor With Continuously Variable Transmission. 2006 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, ICMA 2006 , Jun 25-28 , 1712-1716p , Luoyang, China.
- Zoz, F.M., Turner, R.J., Shell, L.R. (2002). Power Delivery Efficiency: A Valid Measure Of Belt And Tire Tractor Performance, ASAE, Vol.45(3):509-518, USA, ISSN 0001-2351
- Zoz, F.M., Grisso, R.D. (2003). Traction adn Tractor Performance, ASAE, Agriculture Equipment Technology Conference 2003, 1-47 p, USA, 913C0403

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans öğrenimim sürecinde bana yol gösteren ve yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyen danışman hocam sayın Prof. Dr. Bahattin AKDEMİR'e teşekkürlerimi sunmayı borç bilirim.

Yüksek lisans çalışmalarım boyunca bana hep destek olan, bana her türlü çalışma ortamı hazırlayan eşim Gülnihal AKIN'a, traktör saha çalışmaları hakkında yardımcı babam Ahmet Zeki AKIN'a, ilgisini eksik etmeyen annem Mualla AKIN'a ve kardeşim Erdin AKIN'a teşekkürlerim sonsuzdur.

Engin AKIN

ÖZGEÇMİŞ

1979 yılında Kırklareli ilinin Babaeski ilçesinde doğdu.

İlk, orta öğrenimini Babaeski ilçesinin Büyükmandıra köyünde tamamladı. Lise öğrenimini Edirne İlhami Ertem Lisesinde tamamladı. 1998 yılında Trakya Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makineleri Bölümünde başladığı üniversite yaşamını 2002 yılında bölüm birincisi olarak tamamladı. Aynı yıl Trakya Üniversitesi Tekirdağ Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Anabilim dalında yüksek lisans eğitimine başladı.

2002 yılında özel sektörde Bakım Mühendisi olarak İntermart A.Ş. başladığı göreve askerlik hizmetine kadar devam etti. 2006 yılında Auer Elektrikli Ev Aletleri A.Ş. AR-GE mühendisi olarak başladığı göreve 2008 yılına kadar devam etti. 2008 yılında Trelleborg Otomotiv A.Ş Endüstrileştirme mühendisi olarak başladığı göreve 2009 yılına kadar devam etti. 2009 yılında Akkaya Makine Elektronik A.Ş başladığı göreve devam etmektedir.

Yüksek lisans öğrenimini Prof. Dr. Bahattin AKDEMİR'in danışmanlığında yürütmektedir.

Engin AKIN