

Traktör Şanzıman Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesi

Engin AKIN¹, Bahattin AKDEMİR²

¹Namık Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Tarım Makinaları Anabilim Dalı, Tekirdağ

²Namık Kemal Üniversitesi, Ziraat Fakültesi, Biyosistem Mühendisliği Anabilim Dalı, Tekirdağ
akinengin@hotmail.com

Received (Geliş Tarihi): 09.05.2012

Accepted (Kabul Tarihi): 29.06.2012

Özet: 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. Araştırmada; mevcut orta segment tarım traktörüne ait veriler kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır. Tarım traktörlerinde güç, her hız kademesinde en yüksek çeki kuvvet değerini vermesi ile sağlanmaktadır. Bunun için geometrik dizinin düzgün hızlanma, uzun motor ömrü, yüksek çalışma etkinliği sağladığından dolayı tercih edilmektedir. 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 kmh⁻¹ hız aralığı için geometrik dizilim, 20-30 kmh⁻¹ hız aralığı harmonik dizilim için uygundur. Hız değerleri 12 hız kademesi 3 ana kademeye ayrılması ile tarım makineleri hız gereksinimlerini karşılayan bir vites kutusu elde edilmektedir. Sonuç olarak tarım traktörlerinde geometrik hesap yöntemi düşük aktarma oranlarında ve harmonik hesap yöntemi yüksek hızlara ulaşmak için ve aktarma oranlarının belirlenmesi için kullanılmaktadır. Geometrik ve harmonik hesap yönteminin birlikte kullanılarak yüksek vites sayılarında ihtiyaç olunan hızları tespit etmek için uygundur.

Anahtar kelimeler: Traktör, dişli kutusu, tasarım

Determination of Design Parameters for Tractor Gearbox

Abstract: There are lack of study on design and calculation of tractor gear box. This requirement is the reason of this research. A medium segment agricultural tractor and a computer program were used as materials in this study. Design parameters of gear boxes, characteristic of an engine that's belong to the experimental agricultural tractor, geometrical series of the tractor technical specification method, calculation of harmonic series method, geometric and harmonic calculation method were used for calculation of the working speed of an agricultural tractor. According to the requirements speed of agricultural machineries were evaluated by using specification of the gear box that's belong to the experimental 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 cannot be applied agricultural tractors used in conjunction with the gears, but these two methods can be obtained in high gears.

Key words : Tractor, Gearbox, Design,

GİRİŞ

Tarım traktörleri üzerine yapılan çalışmalar ile günümüzde kullanılan yüksek performanslı traktör tasarımları ortaya çıkmıştır. Bu konuda yapılan çalışmalarda araştırma konusu ile ilgili olanlar aşağıda özetlenmiştir.

Meyer ve ark. (1971), yaptıkları çalışmada Allschalmers HD41 paletli traktörün transmisyon sisteminin tasarımı ve geliştirilmesi yöntemleri incelenmiştir. 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), çalışmasında DEUTZ traktörlerine ait üretim kavramları ve diyagramlarını örnek olarak sunmaktadır. Browning (1978), traktör transmisyonunu oluşturan parçaların tasarımını incelemiştir. Geupel'in (1978) çalışmasında, örnek bir dişli kutusunun ekonomikliği, tasarım kriterleri ve üretim maliyetleri incelenerek optimum tasarım faktörleri tartışılmıştır. Sato ve ark. (1991), Buldozer transmisyonu için yüksek kapasiteli tork konvertörünü ve düşük redüksiyon (yüksek çıkış hızı) aktarma dişlisi birleştirilmiştir. Kavramsal tasarım ve malzeme teknolojisi ile transmisyon boyutlarının küçültülebileceğini ve verimin arttırılabileceğini ortaya koymuştur. Keçecioglu ve ark. (2003), Günümüzde kullanılan traktör şanzımanları karşılaştırmış ve aralarındaki farkları ortaya koymuştur.

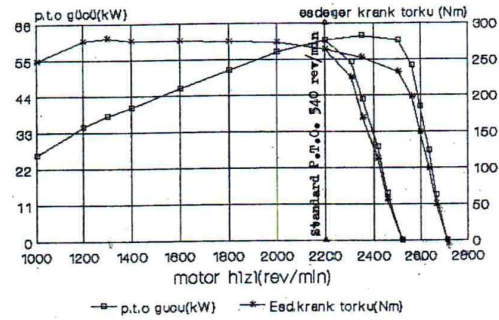
Bu araştırmada; bir tarım traktörü için dişli kutusu tasarım parametreleri deney traktörü motor karakteristikleri ve traktör teknik özellikleri kullanılarak geometrik dizilim, harmonik dizilim, geometrik+harmonik yöntem birlikte kullanılarak traktörün çalışma hızları belirlenmektedir. Ayrıca, deney traktörünün dişli kutusu özellikleri ile mevcut dişli kutusu hızları hesaplanarak, tarım alet ve makineleri hız gereksinimlerine göre değerlendirilmiştir. Orta segment tarım traktörü dişli kutusunda yöntemlere uygun yapılan hesaplamalar doğrultusunda, konsept dişli kutusu tasarımı için ihtiyaç olan hız değerleri saptanmıştır.

MATERYAL VE YÖNTEMLER

Traktör

Materyal olarak orta segment bir traktörün dişli kutusu örnek alınarak incelenmiştir. Tarım traktörü

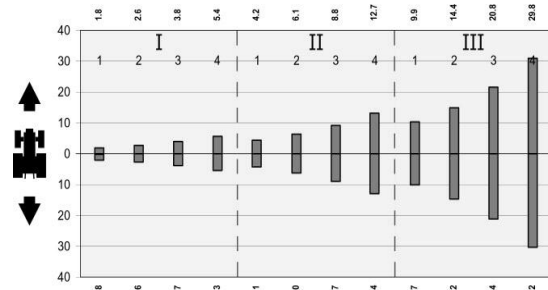
dört silindri 95 beygir gücünde, dizel motordan gücünü almakta ve 12 + 12 (opsiyon) tip şanzımana sahiptir. Traktörde dizel, 4 silindri ve su soğutmalı motor kullanılmıştır. Motor özellikleri üretici firmanın yapmış olduğu testler neticesinde ortaya çıkan güç eğrisi üzerinde elde edilen en yüksek gücün bulunduğu devir aralıkları kullanılarak, vites değişim devir aralığı tespit edilmektedir. Şekil 1'de traktör motoruna ait motor karakteristikleri görülmektedir.



Şekil 1. Motor karakteristik eğrisi (Taşbaş ve ark 2003)

Traktörün 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 doğrudan motordan alarak 540 min^{-1} ve 1000 min^{-1} olarak çıkış vermektedir. Orta segment deney traktörü 12+12 traktörün şanzımanına ait hız gösterimi kmh^{-1} olarak Şekil 2'de gösterilmektedir.

Dişli kutusu diş sayıları çizelgelerde verilmiştir ve hesaplamalar Çizelge 1'e göre yapılmıştır.



Şekil 2. Traktörün dişli kutusu kademe hız gösterimi (Anonim 2002)

Yöntemler

Bu çalışmada, geometrik dizi ve harmonik hesap yöntemi ile traktörün dişli kutusu, için hız hesapları

yapılmıştır. Örnek alınan orta segment tarım traktörü dişli kutusu hız hesapları yapılarak mevcut hızlar belirlenmiştir ve aynı traktörün teknik özellikleri kullanılarak geometrik ve harmonik hesap yöntemi birlikte kullanılarak hızlar hesaplanmıştır.

Dişli kutusu hesap yöntemleri

Dişli kutusu tasarımında öncelikle değinilmesi gerek konuların başında motor güç eğrileri ve aracın kütesel 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 hesaplanmaktadır.

Çizelge 1. 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 Tekerlek 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

Motor Karakteristikleri

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. Uygun vites değişim aralığı, 1500 min⁻¹ ile 2400 min⁻¹ arasındadır. Motor vites değişimi bu devir aralıklarında gerçekleştirildiği durumda motor güç performansını kaybetmeden iş yapılabilir (Şekil 1).

Traktör Tasarımında Etkili Olan Parametreler

Lastik tekerlekli tarım traktörlerinin ön ve arka aksa düşen ağırlıklarını ve traktör gücü ile hidrolik sisteminin kaldırma kapasitesi, traktörün uzunluğuna 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; güç, ağırlık, hız, ön arka aks uzaklığı ve iz genişliği önemli olmaktadır.

Traktörün başarılı ve güvenli çalışmasında ağırlık merkezinin yeri önemli olmaktadır. Zaten traktörün güvenle iş yapabilme imkan ve sınırları, bu değerlerin bir biri ile olan ilişkileri ile belirlenmiş ve saptanmıştır (Kadayıfçılar 1991). Traktörün güvenle çalışmasını sağlayan traktör muharrik tekerlek çeki kuvveti, traktörün çeki kapasitesi ve uzunluğuna stabilitesidir. Motorun ürettiği tork miktarı transmisyon ve aktarma organlarının verimliliği ile doğru orantılı olup tekerlek yarı çapı ile ters orantılı olmaktadır. Traktörün güvenli hareketine başlayabilmesi ve hızlanabilmesi için tork miktarı traktörün çeki kuvvetinden büyük olması gerekmektedir.

Limit faktörü tekerlek torku ise, güvenli çalışma için maksimum çeki kuvveti(Kadayıfçılar 1991);

$$P_{\max} \leq \frac{T \cdot i \cdot \eta_t}{r} \quad (1)$$

Pmax : Traktörün geliştirdiği maksimum çeki kuvveti (N),

T: Traktör motorunun moment değeri (Nm),

r: Muharrik tekerlek yarı çapı (m),

i: Toplam transmisyon oranı

η_t : Aktarma oranlarının etkinliği (%).

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;

$$P_{\max} \leq \gamma \cdot W \quad (2)$$

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

γ : Tutunma katsayısı,

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

Traktörün uzunluğuna stabilitesi traktör ağırlığı ve traktör ağırlık merkezinin çeki kuvvetinin oluşmuş olduğu arka tekerleğe olan mesafesi doğru orantılı, tekerlek 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;

$$P_{\max} \leq \frac{W \cdot x_2}{y_1} \quad (3)$$

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

W : Toplam traktör ağırlığı (kg)

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 ve ivmelenmeye olan etkileri azaltmak için konstrüksiyona ilave ağırlık eklemek, zemin tutunma değerlerini arttırmak ve traktör aktarma oranlarının uygunluğu ile traktörün güvenli çalışma şartları sağlanmaktadır.

Traktör hareket dirençleri

Traktörün hareketini koruyabilmesi için yol dirençlerinin üstesinden gelebilecek gücü geliştirerek hareket edebilmeli ve hız kazanabilmelidir. Araçlarda harekete karşı gösterilen yol direnci üç başlık altında incelenir: Bunlar; yuvarlanma direnci, hava direnci ve eğim direncidir. Yuvarlanma direncinin büyüklüğü araç yüklü ağırlığı, yol yüzeyinin şekli, tekerleğin yapısı, materyali ve tasarımı ile değişkenlik göstermektedir (Heisler 2002).

Traktörler için yuvarlanma direnci, tekerlek deseni ve zemin özellikleri önemli etkenlerdir. Zemin tutunma değerleri Saral (1977)'den yararlanılmıştır.

Traktörler yüksek hızlar için tasarlanmadığından dolayı hava direnci yok sayılacak derecede hesaba katılmaktadır. Bir tarım traktörü yüzey alanı $\sim 3 \text{ m}^2$ olarak belirlenmektedir. Maksimum araç hızı 30 kmh^{-1} ve yük taşıtları için aerodinamik direnç katsayısı 0,5 alındığında, araç hızından dolayı toplam ağırlığa 135 kg yük binmektedir. Bu yük de traktör transmisyon sisteminde yenilmesi gereken düşük bir yükür (Heisler 2002).

$$R_a = C_D AV^2 \quad (4)$$

C_D : Aerodinamik direnç katsayısı

A : Araç ön yüzey alanı (m^2),

V : Araç hızı (kmh^{-1}),

Motor gücünün aracı hareket ettirebilmesi için eğim direncinin yaratmış olduğu kuvveti ve çeki kuvvetini yenebilmesi gerekmektedir. Bu da aracın yükü ve zemin eğimi ile doğru orantılıdır (Heisler 2002).

En düşük ve en yüksek dişli oranları seçildiği zaman göz önünde bulundurulması gereken en önemli faktör sadece motor gücü olmayıp aracın ağırlığı yenebilecek ve istenilen yüklerde hareketi sağlayabilir olması gerekmektedir. Sonuç olarak geliştirilen güç aracın her ağırlık koşulunda bilinmesi gerekir. Bu oran güç ağırlık oranı olarak tanımlanmaktadır (Heisler 2002).

Dikkat edilmesi gereken aracın en dik eğim koşullarında kararlaştırılan dişli oranında hareket sağlayabilmeli ve maksimum yol hızında araç beklenen üst hız kademesini sağlamalıdır. En üst ve en alt dişli oranı tanımlanmalıdır (Heisler 2002).

Geometrik hesap yöntemi

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

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;

$$R=R_r + R_a \quad (5)$$

$$R=10 CrW + C_D AV^2 \quad (6)$$

Burada;

Cr: 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).

Son dişli oranı 7 ve 8 nolu formüllerle hesaplanmıştır.

$$ndN/G_F = 1000 V / 60 \quad (7)$$

$$G_F = 60ndn/100 V = 0.06 ndn / V \quad (8)$$

Burada;

G_F : Son dişli oranı

n: Motor devri (min^{-1})

d: Efektif tekerlek çapı (m)

V: Motor maksimum gücündeki yol hızı (kmh^{-1})

En Düşük Hızın Hesaplanması

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

$$R=10 CrW + C_D AV^2 \quad (9)$$

Cr: Yuvarlanma direnç katsayısı

W: Araç ağırlığı (kg)

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

R_g : Eğim direnci (N)

W: Araç ağırlığı (N)

G= Eğim ($\sin \theta$)

Çeki kuvveti = Harekete karşılık gelen direnç

$$E=R \quad (11)$$

$$E= R_r + R_g \quad (12)$$

E: Çeki kuvveti (N)

R: Direnç kuvveti (N)

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

Talep edilen tork = Elde edilebilir tork

$$E_r = T G_B G_F \eta_M \quad (13)$$

En düşük dişli oranı

$$G_B = E_r / T G_F \eta_M \quad (14)$$

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 tekerlek çapı yarı çapı (m)

Ara Dişli Oranlarının Belirlenmesi

Traktör dişli kutusu tasarım parametrelerinin belirlenmesi için kullanılan tarım makineleri hız gereksinimlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Tarım makineleri toprak işleme hız gereksinimleri Kadayıfçılar (1991)'den alınmıştır. En düşük ve en yüksek dişli oranları arasında kademeli olarak istenilen hıza ulaşabilmek için motor hız aralığında aracın ivmelenmesi için dişli aktarım oranlarını belirlemek gerekmektedir. Dişli oranları motor devrinin yol hızında tekerleğin devir hızına oranı ile tespit edilmektedir (Heisler 2002).

Dişli oranı = Motor devri (min^{-1}) / Tekerlek devri (min^{-1})

Birinci vitesteki en yüksek tekerlek devri N_H ;

$$G_1 = N_H / G_1 \quad (15)$$

İkinci vitesteki en düşük tekerlek devri N_L ;

$$G_2 = N_L / G_2 \quad (16)$$

Bu iki vites hızları eşit olmalıdır ki bu durumda;

$$N_H / G_1 = N_L / G_2 \quad (17)$$

$$G_2 = G_1 N_L / N_H \quad (18)$$

Bu bağıntıdan diğer vites oranları da çıkartılabilir.

$$G_3 = G_2 N_L / N_H \quad (19)$$

$$G_4 = G_3 N_L / N_H \quad (20)$$

$$G_5 = G_4 N_L / N_H \quad (21)$$

N_L / N_H oranı minimum maksimum hızı oranı K' 'dir.

Böylece;

$$G_2 = G_1 N_L / N_H \quad (22)$$

$$G_2 = G_1 K \quad (23)$$

$$G_3 = G_1 K^2 \quad (24)$$

$$G_4 = G_1 K^3 \quad (25)$$

$$G_5 = G_1 K^4 \quad (26)$$

Dolayısıyla bu 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;

$$K = (G_T / G_B)^{1/n_G - 1} \quad (27)$$

ile ifade edilir.

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...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;

$$\dot{I}_2 = \dot{I}_1 + a \quad (28)$$

$$\dot{I}_3 = \dot{I}_1 + 2a \quad (29)$$

$$\dot{I}_n = \dot{I}_1 + (n-1)a \quad (30)$$

olur.

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.

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

ARAŞTIRMA VE BULGULARI

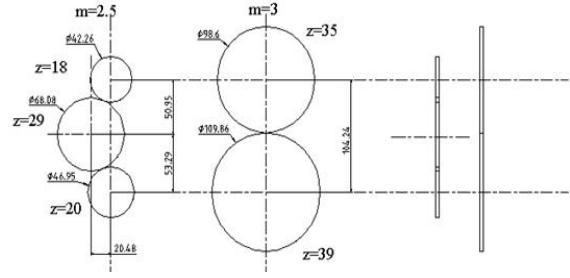
Sonuçlar orta segment deney tarım traktörü (12+12) güvenli çalışma koşulları, geometrik dizi, harmonik dizi ve mevcut transmisyon sistemi incelenmesi başlıkları altında açıklanmıştır.

Maksimum çeki kuvveti değerleri

Tarım traktörleri tekerlek 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 BG (69.92kW) güçte, 8390.4 N çeki kuvveti sağlamaktadır. Traktörün motor maksimum tork değerine ve aktarma oranına göre çeki kuvveti 8934.4 N hesaplanmıştır. Ağırlık ve tutunma katsayısına göre deney traktörünün çeki kuvveti ise 12000 N olarak saptanmıştır. Traktörün ağırlık merkezine zemin ve aks mesafelerine bağlı olarak oluşan çeki kuvveti 9333.3 N olarak belirlenmiştir..

(12+12) transmisyon sistemi hıza bağlı tork değerleri

Transmisyon sisteminin ileri ve geri ayırım dişli sistemi Şekil 3'de gösterilmiştir.



Şekil 3. İleri geri dişli grubu

Şanzıman dişli tasarımında Helis dişli hesap tablosu, Düz dişli hesap tablosu ve Konik dişli hesap tablosu Akkurt (1980) den alınmış, motorun 1800 min⁻¹'de ürettiği tork 308.1 Nm alınarak aşağıda Çizelge 2' de gösterilen traktör hızları ve son redüksiyon tork miktarları elde edilmiştir. Elde edilen traktör hız değerleri grafik olarak Şekil 4'de verilmiştir.

Çizelge 2. Traktör hız ve tork hesap tablosu

Takviye	Vites	Son reduk.cevrim oranı (\dot{I})	Traktör hızı (kmh ⁻¹)	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

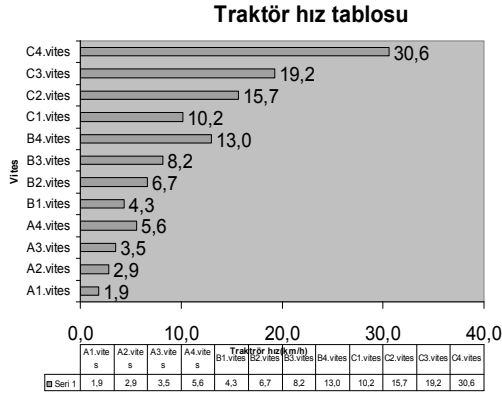
Geri konumda \dot{I}_A aktarma oranı 18–29–20–39–35 dişlilerin teması ile sağlanır. Z 29 dişli avara dişli olup geri vites konumuna çatal ile geçirilir. Geri vites aktarma oranları ileri konumda elde edilen aktarma oranlarının çarpımı ile elde edilir.

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

$$n_{\dot{c}} = n_{\text{motor}} / \dot{I}_A = 1800 \text{ min}^{-1} / 0,997 = 1805.41 \text{ min}^{-1} \quad (31)$$

olur.

Bu elde edilen 1805.41min⁻¹ bir tarım traktörünün saha çalışması dikkate alındığında 5.41min⁻¹ artış önemsiz olarak kabul edilebilir.



Şekil 4. Traktör vites hızları

4.3. Geometrik dizilim hız değerleri

Geometrik dizilim hesap yöntemine göre traktörü motor teknik özelliklerinden faydalanarak yapılan hesaplamada Çizelge 3'de bahsedilen değerler bulunmuştur. Şekil 5'de geometrik hesap yöntemine göre hızlar gösterilmiştir.

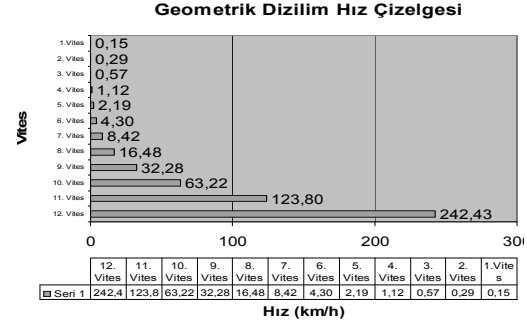
Geometrik dizilim hesap yöntemi ile Çizelge 3'de 1. vites kademesinde $0,15 \text{ kmh}^{-1}$, 12. vites kademesinde $242,43 \text{ kmh}^{-1}$ hız elde edilmiştir. Tarım alet ve ekipmanları kullanımı için bu hız aralıkları kullanışlı değildir ve dişli kutusundan doğru performans alınamamaktadır.

Çizelge 3. 12+12 hızlı vites kutusunun geometrik dizilim hesap hızları

Vites	Geometrik dizilim Hız(kmh ⁻¹)
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

Harmonik dizilim hız değerleri

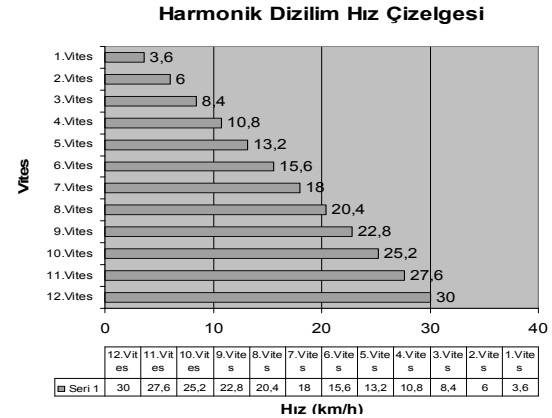
Harmonik dizilim hesap yöntemine göre 12+12 vites kutusu için hesaplanan hız değerleri Çizelge 4'te verilmiş ve Şekil 6'da harmonik hesap yöntemine göre hızlar gösterilmiştir.



Şekil 5. Geometrik dizilim traktör hızları

Çizelge 4. 12+12 hızlı vites kutusunun harmonik dizilim hesap hızları

Vites	Harmonik dizilim Hız (kmh ⁻¹)
12.Vites	30.0
11.Vites	27.6
10.Vites	25.2
9.Vites	22.8
8.Vites	20.4
7.Vites	18.0
6.Vites	15.6
5.Vites	13.2
4.Vites	10.8
3.Vites	8.4
2.Vites	6.0
1.Vites	3.6



Şekil 6. Harmonik dizilim traktör hızları

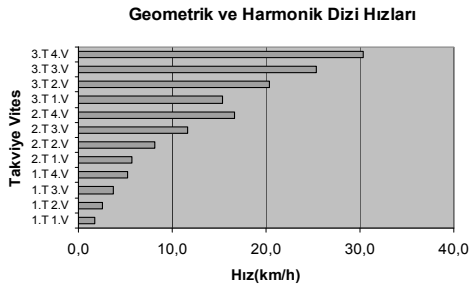
Harmonik dizi hesap yöntemi ile elde edilen Çizelge 4'te 1.vites kademesi $3,6 \text{ kmh}^{-1}$ ve 12. vites kademesinde 30 kmh^{-1} hızları elde edilmiştir. Vites kademeleri tarım alet ve ekipmanları hız gereksinimlerini karşılayamamaktadır. Vites kademeleri ihtiyaç olan değerlerde olmadığından traktör gerekli çeki gücünde performans sağlayamayacaktır.

Geometrik ve Harmonik dizilim ile hesaplama

Geometrik diziyeye göre tasarlanan vites kutularında küçük viteslerde basamak sayıları artmaktadır. Harmonik diziyeye göre tasarlanan vites kutularında aktarma oranı değişkendir. Bu özelliklerinden dolayı geometrik ve harmonik dizilim yöntemi kullanılarak Çizelge 5'te ki hızlar ortaya çıkmıştır ki, bu hızlar örnek almış olduğumuz traktörün hızları bir birine çok yakın çıkmıştır. 1.takviye ve 2. takviye de elde edilen hızlar, tarım alet ve ekipmanları hız gereksinimleri karşılamaktadır. 3. takviye grubundaki hızlar traktör seyir hızlarını karşılamaktadır.

Çizelge 5. Geometrik ve Harmonik dizilime göre hesaplanan dişli kutu hızları

	Takviye	Vites	Hız (kmh ⁻¹)
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 7. Geometrik ve harmonik dizi hızları

SONUÇ VE ÖNERİLER

LİTERATÜR LİSTESİ

Akkurt, M. (1980). Makina Elemanları, Güç ve Hareket İletim Elemanları, Üçüncü cilt. Bursa Üniversitesi Basımevi, s.4-310, Bursa

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.

Bu çalışmada bir traktörün vites kutusu tasarımı ve hesaplamaları gerçekleştirilmiştir. Hesaplama ile elde edilen sonuçların bir traktörde uygunluğu kontrol edilmiştir. Toprak şartları ve arazi eğimi koşulları için incelenen şanzıman ile elde edilen hızlar tarım alet ve ekipman hız taleplerini karşılamaktadır. Yapılan geometrik hesaplamada 12 hız kademesi için yüksek hızlar elde edilmiştir. Hız değerleri 0,15 kmh⁻¹ile 242,43 kmh⁻¹arasındadır ki, bu hız aralığı bir tarım traktörünün çalışması için uygun olmamaktadır. Harmonik dizim yöntemi ile 12+12 vites kademesi 3,6 kmh⁻¹ile 30 kmh⁻¹arasında hızlar elde edilmektedir. Tarım traktörlerinde maksimum düzeyde güç elde edilebilmesi, her hız kademesinde en yüksek çeki kuvvet değerinin alınması ile sağlanabilmektedir. Bunun için geometrik dizinin düzgün hızlanma, uzun motor ömrü, yüksek çalışma etkinliği sağladığından tercih edilmektedir. 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 kmh⁻¹hız aralığı için geometrik dizilim, 20-30 kmh⁻¹hız aralığı harmonik dizilim için uygundur. Sonuç olarak tarım traktörlerinde geometrik hesap yöntemi düşük aktarma oranlarında ve harmonik hesap yöntemi ise yüksek hızlara ulaşmak için kullanılmaktadır. Yüksek vites sayılarında ihtiyaç olunan hızları tespit etmek için geometrik ve harmonik hesap yönteminin birlikte kullanılması uygun olmaktadır.

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.

Of Power Shift Transmission Test Stands. SAE Preprints, n 730819, 4p.

- 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 Ziraat Donatım Kurumu Genel Müdürlüğü, 197s, Ankara
- Keçeciöğlü, G., Gülsoylu, E. (2003). *Tarım Traktörleri*. Ege Üniversitesi Basımevi, 317s, Bornova İzmir.
- 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 Allis-Chalmers 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 Dynamik Der Traktorentransmission*. 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.
- 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.
- Taşbaş, H. Aygül, A., İlban, B., Civciv. 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
- Wei Lun J. (1978). *Design And Development Of An Industrial Tractor Torque Converter Transmission*. SAE Preprints, 13p.