

RUPPERT DİŞLİ KUTUSUNUN BİLGİSAYAR DESTEKLİ KİNEMATİK TASARIMI

Adem ÇİÇEK

Düzce Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü, Konuralp Yerleşkesi, 81620/Düzce

Geliş Tarihi : 22.08.2006

ÖZET

Takım tezgahlarının en önemli kısımlarından birisi de, hareket ve güç iletme mekanizmalarıdır. Kademeli veya kademesiz olarak tasarlanabilen bu mekanizmalar ile, takım tezgahlarında optimum işleme için gerekli hızlar elde edilebilmektedir. Bu çalışmada, takım tezgahlarına uyarlanabilen ruppert mekanizmasının bilgisayar destekli kinematik tasarımı için Visual BASIC tabanlı bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu program ile tasarlanacak ruppert mekanizmasına ait gerekli parametreler girilerek, sistemdeki minimum ve maksimum hızlar arasındaki devir sayılarının geometrik diziye göre dağılımı, mekanizmayı oluşturan dişlilerin diş sayıları, genel ve kısmi iletme oranları ve standart çıkış devir sayıları tolerans sınırları içerisinde belirlenebilmektedir. Bu çalışmanın temel amacı, uzun ve yorucu bir çalışmayı gerektiren tasarım aşamalarında hız, esneklik ve kolaylık kazandırmaktır.

Anahtar Kelimeler : Ruppert mekanizması, Hareket ve güç iletme mekanizmaları, Bilgisayar destekli tasarım, Standart devir sayıları.

COMPUTER AIDED KINEMATICAL DESIGN OF RUPPERT GEARBOX

ABSTRACT

Motion and power transmission mechanisms are one of the most important components of machine tools. With these mechanisms that are designed with steps or without steps, speeds required for optimum processing in machine tools can be obtained. In this study, a computer program based on Visual BASIC programming language has been developed for computer aided kinematical design of ruppert mechanism which can be adapted for machine tools. With this program, distribution according to geometrical series of spindle speeds between minimum and maximum speeds in the system, number of teeth for gears that construct the mechanism, general and partial transmission rate, and standard output spindle speeds can be determined in tolerance limits by inputting required parameters belonging to ruppert mechanism. The principle aim of this study is to provide speed, flexibility and simplicity in design stages requiring hard and tiring work.

Key Words : Ruppert mechanism, power and motion transmission mechanism, computer aided design, Standard spindle speeds

1. GİRİŞ

Hareket ve güç ileten dişli mekanizmaları ile, optimumu işleme şartlarına göre takım tezgahlarında devir ve hız ayarlaması yapılabilmektedir. Bu

nedenle ideal kesme hızı ve devir sayısı seçimi talaş kaldırma işlemlerinde önemli bir etkidir. Tezgah devir sayısı ve kesme hızının uygun seçilmemesi parçanın yüzey pürüzlülüğünü olumsuz yönde etkilemekle beraber, takım ömrünün kılmasına ve üretim zamanının artmasına neden olmaktadır. Dişli

kutularında yapılan optimum kinematik tasarım ile kademelendirme problemi en alt düzeye indirilmektedir. Kademeli veya kademesiz şekilde tasarlanan hız kutuları, operatörlere ideal devir sayıları ve kesme hızlarında çalışma imkanı sunarlar. Bu mekanizmalar genel olarak miller, yataklar, dişli çarklar, kayış kasnak sistemleri ve hareket eden elemanlar arasında hareket iletimini sağlayan farklı kavramalardan oluşur. Mekanizmaların tasarımı genel olarak kinematik ve mukavemet tasarımı olmak üzere iki aşamada gerçekleştirilir. Kinematik tasarım, mekanizmanın güç ve hareket ileten elemanların yapısına ve devir sayılarının kademelendirilmesine ilişkin bir süreçtir. Bu süreç sonunda, sistemi oluşturan dişlilerin diş sayıları, dişliler arasındaki iletim oranları ile sistemin devir sayıları dağılımını içeren birtakım çıktılar elde edilir. Bir çok araştırmacı farklı kriterler ve yöntemler kullanarak değişik hızlarda çalışabilen dişli kutuları tasarlayarak optimum dişli kutusu tasarımını elde etmeye çalışmışlardır.

Zeyveli (2005) çalışmasında genetik algoritmalar (GA) ile hız kutusu dişli tasarımı gerçekleştirmiştir. Dişli kutusunda kullanılan dişli grupları için düz, helis ve konik dişli çiftleri tek ve iki kademeli olarak minimum malzeme hacmi esas alınarak optimize edilmiştir. Optimizasyon, iletilecek güç, iletim oranı ve pinyon dişlisi devir sayısı dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Ognjanovic (1996) çok kademeli dişli mekanizmalarının tasarımını gerçekleştiren bir çalışma yapmıştır. Yapılan çalışmada tasarım metodolojisi otomatikleştirilmiştir ve bu işlem yapılırken boyutsal tasarım ve konfigürasyon tasarım sürecinden faydalanılmıştır. Saruhan ve Uygur (2003) sınır şartları verilen bir hız redüktörünün minimum ağırlığını hesaplayan bir algoritma geliştirmişlerdir. Bu çalışmanın asıl amacı genetik algoritmaların potansiyellerini ve uygulama kabiliyetlerini, optimum bir hız redüktörü tasarımında göstermektedir. Bu tasarım için elde edilen sonuçlar GA'ların optimizasyondaki etkinliğini göstermiştir. Karşlı (1985) kinematik kuruluş diyagramları hakkında yapmış olduğu çalışmada dişli kutusunun imali ve optimum tasarımı için gerekli parametreleri tespit etmiş ve dişli kutularının kinematik tasarımı için bir bilgisayar programı geliştirmiştir. Bush, Osman ve Sankar (1984), 9 devir kademeli ve 3 eksenli dişli kutusunun dişli çapları ve genel kinematik kuruluş diyagramlarının denklemleri üzerinde çalışmışlardır. Denklemleri tek ve çift kuruluş yapısı olarak ele almışlar ve istenilen uygunlukta çapların elde edilmesi, hız diyagramlarının bulunması için bir bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Chen (1998) yüksek oranda güç iletimi gerektiren uygulamalarda oldukça önemli bir konu olan çok kademeli düz dişlilerin minimum hacimli olarak tasarımı için bir

çalışma yapmıştır. Metodoloji aynı yükleme ve tasarım kriterlerine sahip iki ve üç kademeli redüktör tasarımına uygulanmıştır. Bu yaklaşımla temel çok amaçlı optimizasyon prosedürü kullanılarak minimum hacim ve yüzey aşınması elde edilerek tasarım prosedürünün geliştirilmesi sağlanmıştır. Flodin (2000) sonsuz vida ve dişli çark mekanizmasının temas ve ağ yapılarının simülasyonu için bir bilgisayar programı geliştirmiştir. Çalışmada iletim hataları için önceden tasarlanmış parabolik fonksiyon kullanılıp özellikle çok ağızlı sonsuz vida ve dişli mekanizmalarında titreşim seviyelerinin azaltılması ve düzenleme hatalarının sebep olduğu iletim hatalarını bertaraf etmeyi sağlayacak şekilde düzenlenmiştir.

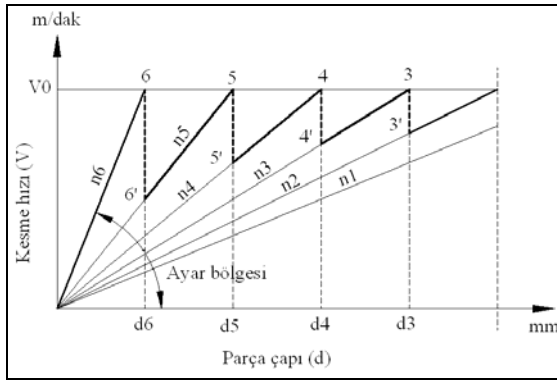
Günümüzde bilgisayarlar hem yüksek hem de karmaşık matematiksel işlemlerin kısa sürede çözümü ve hesaplamalardaki hassasiyetleri açısından tercih edilirler. Bu çalışmada, çağdaş teknolojiye tasarım ve üretimde yaygın olarak kullanılan bilgisayar teknolojisinin yüksek hız ve hesaplama hassasiyetinden faydalanılarak ruppert mekanizmasının kabul edilebilir hata yüzdeleri ve belirlenen toleranslar içerisinde en uygun kinematik tasarımı için bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Visual BASIC tabanlı geliştirilen program ile ruppert mekanizmasındaki minimum ve maksimum hızlar arasındaki devir sayılarının geometrik diziye göre dağılımı, mekanizmayı oluşturan dişlilerin diş sayıları, genel ve kısmi iletim oranları ve standart çıkış devir sayıları tolerans sınırları içerisinde otomatik olarak belirlenmektedir.

2. DEVİR SAYILARININ KADEMELENDİRİLMESİ

Dönme hareketinde en etkin unsur devir sayısı olup, bir tezgahın en küçük hızı ile en büyük hızı arasındaki devir kademeleri oldukça fazla olmalıdır. Malzeme, kesici takım ve kesme şartları dikkate alındığında farklı kesme hızları ile çalışma optimum talaş kaldırmayı sağlamada önemli bir faktördür. Örneğin, silindirik tornalama işleminde, her paso sonunda azalan çapa karşılık kesme hızının sabit kalabilmesi için devir sayısının değişken olması gerekmektedir.

Şekil 1'deki testere diyagramı bunu en iyi şekilde tanımlamaktadır. x eksenine parça çapını, y eksenine ise kesme hızını yerleştirerek "testere diyagramı" elde edilmektedir. $[V = \pi \cdot d \cdot n / 1000]$ olduğuna göre, n devir sayısının her sabit değeri için $v = f(d)$ eğrileri "0" noktasından geçen doğrulardan ibarettir. V_0 hızı seçilen bir malzemenin işlenmesi için uygun bir hız ise; bu hızdan düşük bir hızla çalışırsak, iş zamanı

uzar. V_0 hızından büyük bir hızla çalışırsak takım çabuk aşınacağından takımın sökülüp takılması ve ayarlama zamanı çoğalacağı için zaman ve maliyet kaybı olacaktır. Çalışırken mümkün mertebe V_0 değerine yakın kalmak gerekmektedir. Örneğin, d_3 ve d_4 çapları arasında en uygun devir sayısı n_3 'dir. Çap d_3 iken n_3 devir sayısı ile tam V_0 kesme hızı elde edilir. d_3 'ten itibaren çap küçüldükçe kesme hızı düşer ve d_3 çapında 4' noktasına kadar iner ve 4' noktasında d_4 sayısına geçerek yine V_0 kesme hızını elde etmek mümkündür.



Şekil 1. Devir sayılarının kademelendirilmesi.

Takım tezgahlarında devir sayılarının en küçük devir sayısı ile en büyük devir sayısı arasındaki dağılımı kademeli veya kademesiz hız mekanizmaları ile gerçekleştirilmektedir. Mekanik, hidrolik ve elektromekanik varyatörlerin kullanıldığı tezgahlarda, iş veya takım çapı için gerekli olan optimum kesme hızına erişmek son derece kolaydır. Adı geçen mekanizmalarda tezgahın en küçük devir sayısı ile en büyük devir sayısı arasında sonsuz devir sayısı elde edilebilmektedir. Oysa kademeli devir sayısına sahip tezgahlarda mevcut devir sayıları ile belirli bir çap ve kesme hızına erişmek oldukça zordur. Devir sayılarını kademelendirmede günümüze kadar pratikte uygulanan başlıca yöntemler şunlardır:

- ◆ Aritmetik kademelendirme
- ◆ Geometrik kademelendirme

2. 1. Aritmetik Kademelendirme

Bu kademelendirme çeşidinde devir sayıları aritmetik olarak artırılır. Fakat aritmetik kademelendirmede devir sayıları küçük çaplar için çok seyrekler. Bilhassa büyük çaplar için kademe sonlarında kesme hızı, en uygun hıza göre çok aşağı düşmekte ve verimi azaltmaktadır. Bu nedenle bu kademelendirme şekli kullanışlı değildir.

2. 2. Geometrik Kademelendirme

Geometrik kademelendirmede devir sayıları geometrik bir seriyi teşkil edecek şekilde sıralanmıştır. Gerek düşük devir sayıları bölgesinde, gerekse yüksek devir sayıları bölgesinde bir devir sayısından diğerine geçmek, istenilen kesme hızının seçilmesi yönünden çok daha yararlı sonuç verir. Bu durumda aritmetik diziyeye göre daha kolay elde edildiklerinden, devir sayıları geometrik bir dizi teşkil edecek bir şekilde seçilir (Eldem, 1995).

Hız mekanizmalarında, elde edilen devir sayılarının dağılımı, rasyonelliğin sağlanması için geometrik bir dizi teşkil edecek şekilde düzenlenmelidir. Buna göre geometrik dizi katsayısı (ϕ),

$$\phi = \sqrt[g]{n_{\max} / n_{\min}}$$

eşitliğinden bulunur. Burada; g devir kademesi sayısı n_{\max} en büyük devir sayısı, n_{\min} en küçük devir sayısıdır. Buna göre devir sayıları dağılımı;

$$\begin{aligned} n_1 &= n_{\min} \\ n_2 &= n_1 \cdot \phi \\ n_3 &= n_1 \cdot \phi^2 \\ n_g &= n_1 \cdot \phi^{g-1} = n_{\max} \end{aligned}$$

şeklinde bulunur.

Devir sayılarının geometrik diziyeye göre kademelendirilmesinde kullanılan standart geometrik dizi katsayıları Tablo.1 de verilmiştir (Mendi, 1999).

Tablo 1. Standart geometrik dizi katsayıları

Seri	(ϕ) katsayısı
R20	$\phi = 10^{0.05} \approx 1.12$
R10 veya R20/2	$\phi = 10^{0.1} \approx 1.25$
R20/3	$\phi = 10^{0.15} \approx 1.4$
R5 veya R20/4	$\phi = 10^{0.2} \approx 1.6$
R20/5	$\phi = 10^{0.25} \approx 1.8$
R20/6 veya R10/3	$\phi = 10^{0.3} \approx 2$

3. SAYI DİZİLERİ VE STANDART HIZ VE İLERLEME DEĞERLERİ

Takım tezgahlarına uyarlanan devir sayıları ve ilerleme değerleri, tasarımda kesin bir çözüme gidebilmek ve en önemlisi tasarım sürecini basitleştirmek için ISO R 229 ve DIN 804'e göre

standartlaştırılmıştır. Böylece nümerik kontrollü tezgahlarda işlenecek parçaların programlanmasında, kesme şartları ile işleme zamanının belirlenmesi, programa kolayca adapte edilebilir. Takım tezgahlarının hız kutularında devir sayıları ve ilerleme değerleri, genel olarak ondalık geometriye göre dizilerine göre şekillenirler. Standart sayı dizileri, $\varphi = \sqrt[10]{10}$ değerinin katlarından oluşan sayıların yuvarlatılmasıyla elde edilirler. Buna göre ISO R 229'un R5 sayı dizisi (R5);

$$\varphi = \sqrt[5]{10} = 1,6 \quad (1 - 1,6 - 2,5 - 4 - 6,3 - 10 - 16)$$

R10 sayı dizisi (R10);

Tablo 2. ISO R 229 ve DIN 804'e Göre Takım Tezgahları İçin Standart Devir Sayıları Sınır Değerleri (R20 Nominal Değerlere Göre Sınır Değerleri dev/dak).

Nominal değerler	R20/4							Nominal değerlere göre sınır değerleri		
	R20 $\varphi = 1.12$	R20 $\varphi = 1.25$	R20/3 $\varphi = 1.4$	(1400) $\varphi = 1.6$	(2800) $\varphi = 1.6$	R20/6 $\varphi = 2$		-2 %	+3 %	+6 %
100								98	103	106
112	112	11.2				11.2		110	116	119
125			125					123	130	133
140	140			1400	140			138	145	150
160		16						155	163	168
180	180		180		180		180	174	183	188
200				2000				196	206	212
224	224	22.4			224		22.4	219	231	237
250			250					246	259	266
280	280			2800		280		276	290	299
315		31.5						310	326	335
355	355		355		355		355	348	365	376
400				4000				390	410	422
450	450	45				450	45	438	460	473
500			500					491	516	531
560	560			5600	560			551	579	596
630		63						618	650	669
710	710		710			710		694	729	750
800				8000				778	818	842
900	900	90			900		90	873	918	945
1000			1000					980	1030	1060

4. RUPPERT MEKANİZMASI

Takım tezgahlarına uyarlanan çok eksenli hız mekanizmalarına göre, daha pratik ve özellikle az yer kaplaması nedeniyle dar alanlara montajı elverişli olması, ruppert mekanizmalarının takım tezgahlarında tercih nedeni olmaktadır. Ayrıca bu mekanizmalarda hareket intikali elektromanyetik veya elektro-hidrolik kavramalar vasıtasıyla sağlanır. Ruppert hız kutusunda, birbirine paralel konumda en fazla iki eksen ve bir eksende maksimum dört adet güç iletim elemanı bulunur. Şekil 2'de iki eksenli ve üç dişli çark çiftinden oluşan bir ruppert mekanizması verilmiştir.

$$\varphi = \sqrt[10]{10} = 1,25$$

(1 - 1,25 - 1,6 - 2 - 2,5 - 3,5 - 4 - 5 - 6,3 - 8 - 10) olur. Sayı dizileri, R5, R10, R20, R40 serilerinden elde edilen sayıların 10 veya 100 ile çarpılması veya 10 veya 100'e bölünmesi ile daha da genişletilerek tasarım ve üretim sürecinde rasyonelleşmeyi sağlamada katkıda bulunur. Takım tezgahlarına uyarlanan standart devir sayısı ve ilerleme değerlerinin R20 serisine oluşturulmuştur. Tablo 2'de ISO R 229 ve DIN 804'e göre takım tezgahları için standart devir sayıları sınır değerleri nominal ve sınır değerleri verilmiştir.

Mekanizma, biri direkt olmak üzere toplam 4 devir kademesine sahip olup, I çıkış eksenini iç içe geçmiş eş eksenli konumda çalışan iki ayrı milden oluşur.

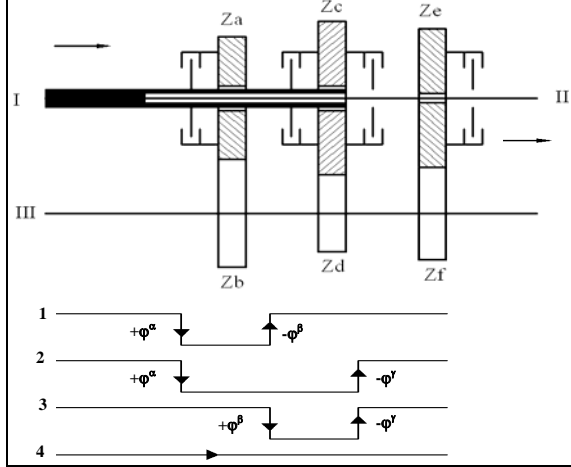
Şekil 2'deki mekanizmanın mümkün olan hız iletim oranları sırasıyla; $i_1 = \varphi^{\alpha-\beta}$, $i_2 = \varphi^{\alpha-\gamma}$, $i_3 = \varphi^{\beta-\gamma}$, $i_4 = \varphi^0 = 1$ olarak yazılır. Giriş hızıyla çıkış hızının birbirine eşit olması nedeniyle 4. geçişin transmisyon oranı değeri 1'dir. Şekil 2'de I eksenli tahrik mili olursa, ruppert'e göre sistemin iletim oranları aşağıdaki gibi yazılır;

$$\frac{Z_b}{Z_a} = \varphi^\alpha = \frac{Z_d}{Z_c} = \varphi^\beta = \frac{Z_f}{Z_e} = \varphi^\gamma$$

Ayrıca eksenler arası eşitlikten,

$$Z_a + Z_b = Z_c + Z_d = Z_f + Z_e = \sum Z \text{ olur.}$$

Burada; $\sum Z$, dişli çiftlerinin toplam diş sayısıdır. α , β ve γ 'nın tam sayı olması ve $(\alpha-\beta)$, $(\alpha-\gamma)$, $(\beta-\gamma)$ ve 0'ın da, aralığı 1 olan bir dizi teşkil etmesi zorunludur.

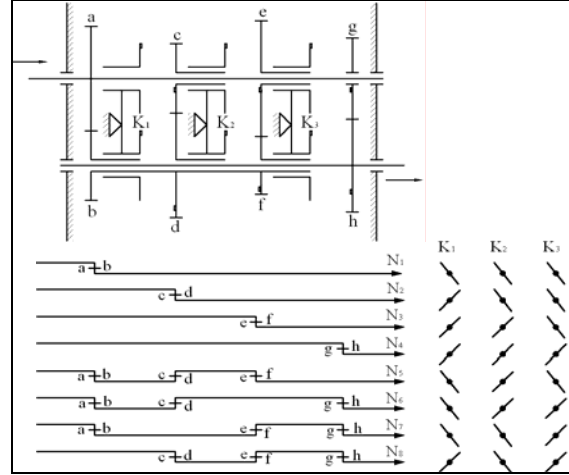


Şekil 2. 4 devir kademeli ruppert mekanizması ve muhtemel hareket geçişleri.

4 ve 8 kademeli her sistem için ayrı, ayrı tablo değerleri bulunmaktadır. Tablo 3'te 4 devir kademeli bir mekanizma için α , β , γ değerleri verilmiştir. Tabloda 4 ayrı dizi ve beşer dizi için 6 ayrı çözüm seçeneği verilmiştir. Ruppert mekanizması için diğer bir örnek Şekil 3'te verilmiştir. 8 devir kademeden oluşan bu mekanizmanın hız dağılım seçenekleri ve üstel değerleri Tablo 4'te verilmiştir. Şekil 3'teki $N_1...N_8$, a...h'a kadar olan dişlilerin birbirleri ile çalışmaları durumunda elde edilen devir sayılarını, K_1 , K_2 ve K_3 , ise Ruppert dişli kutusu ile elde edilen 8 devir sayısı için kol pozisyonlarını göstermektedir.

Tablo 3. 4 devir kademeli ruppert mekanizmasında çözüm alternatifleri

Dizi	α	β	γ	Dizi	α	β	γ
$\phi^1, \phi^0, \phi^{-1}, \phi^{-2}$	-1	-2	0	$\phi^3, \phi^2, \phi^1, \phi^0$	-1	-3	-
	0	-1	1		0	-2	-
	1	0	2		1	-1	-
	-1	1	0		0	-1	-
	0	2	1		1	0	-
	1	3	2		2	1	-
$\phi^2, \phi^1, \phi^0, \phi^{-1}$	-1	-3	-2	$\phi^0, \phi^{-1}, \phi^{-2}, \phi^{-3}$	-2	-1	1
	0	-2	-1		-1	0	2
	1	-1	0		0	1	3
	-1	0	-2		-1	1	2
	0	1	-1		0	2	3
	1	2	0		1	3	4



Şekil 3. 8 devir kademeli ruppert mekanizması ve kol kombinasyonları.

Şekil 3'teki mekanizmanın mümkün olan hız iletme oranları sırasıyla; $i_1 = \phi^\alpha$, $i_2 = \phi^\beta$, $i_3 = \phi^\gamma$, $i_4 = \phi^\delta$, $i_5 = \phi^{\alpha-\beta+\gamma}$, $i_6 = \phi^{\alpha-\beta+\delta}$, $i_7 = \phi^{\alpha-\gamma+\delta}$, $i_8 = \phi^{\beta-\gamma+\delta}$ yazılır. ruppert' e göre sistemin iletme oranları aşağıdaki gibi yazılır;

$$\frac{Z_b}{Z_a} = \phi^\alpha = \frac{Z_d}{Z_c} = \phi^\beta = \frac{Z_f}{Z_e} = \phi^\gamma = \frac{Z_h}{Z_g} = \phi^\delta$$

Ayrıca eksenler arası eşitlikten,

$$Z_a + Z_b = Z_c + Z_d = Z_f + Z_e = Z_h + Z_g = \sum Z, \text{ olur. Burada } \sum Z, \text{ eleman çiftlerinin toplam diş sayısıdır (Mendi, 1999).}$$

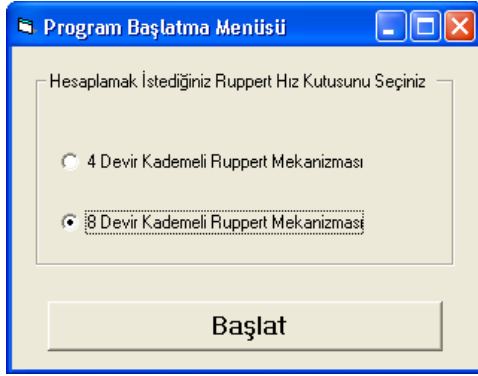
Tablo 4. 8 Devir Kademeli Ruppert Mekanizmasında Çözüm Alternatifler.

Dizi	α	β	γ	δ	Dizi	α	β	γ	δ
ϕ^0 'dan ϕ^7 'ye kadar	0	4	5	7	ϕ^{-2} 'den ϕ^5 'e kadar	0	-1	5	3
	0	2	3	7		0	2	2	3
	0	4	6	7		0	4	5	3
	0	1	3	7		0	-2	-1	3
	0	2	6	7		0	4	2	3
	0	1	5	7		0	1	-1	3
ϕ^{-1} 'den ϕ^6 'ya kadar	0	2	6	5	ϕ^{-3} 'den ϕ^4 'e kadar	0	4	3	1
	0	-	3	5		0	-2	-3	1
	0	4	6	5		0	4	2	1
	0	-	1	5		0	-1	-3	1
	0	4	3	5		0	-2	2	1
	0	2	1	5		0	-1	3	1

5. GELİŞTİRİLEN PROGRAM

Bu çalışmada, 4 ve 8 devir kademeli ruppert mekanizmasının bilgisayar destekli kinematik

tasarımı için Visual BASIC tabanlı bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu çalışmanın asıl amacı ruppert mekanizmasının tasarım sürecini kısaltmak ve tasarım hesaplamalarında ortaya çıkabilecek tasarımcı hatalarını ortadan kaldırmaktır. Geliştirilen program, tasarım parametrelerinin kullanıcı tarafından geliştirilen forma girilmesiyle 4 ve 8 kademeli ruppert mekanizmalarının kinematik tasarım hesaplamalarını otomatik olarak yapabilmektedir. Program çalıştırıldığında, Şekil 4'te gösterilen bir program başlatma menüsü ekrana gelmektedir. Program başlatma menüsü formu üzerindeki radyo butonlarının kullanıcı tarafından seçilmesi ve onaylanması durumunda, 4 veya 8 devir kademeli ruppert mekanizmasının tasarım parametrelerinin hesaplandığı formlar ekrana gelmektedir (Şekil 5 ve 6).



Şekil 4. Program başlatma menüsü

Program başlatma menüsündeki “4 devir kademeli ruppert mekanizması” radyo butonu seçildiğinde, Şekil 5'te gösterilen 4 devir kademeli ruppert mekanizması formu ekrana gelerek tasarımcının tasarım parametrelerinin hesaplanması için gerekli

olan değişkenleri girmesini bekler. Bu form 4 çerçeveden (frame) oluşmaktadır. İlk çerçeve girdiler çerçevesi olup çerçevedeki bilgiler kullanıcı tarafından form üzerinde oluşturulan yazı kutularına (text box) girilmektedir. Girilen parametreler giriş devir sayısı (N_g), maksimum devir sayısı (N_{max}), F_i (ϕ) katsayısı ve devir kademesi sayısıdır (g). İkinci çerçeve ise çözüm alternatifleri çerçevesi olup, bu çerçevede ise 4 devir kademeli ruppert mekanizması için Tablo 3, 8 devir kademeli ruppert mekanizması için Tablo 4'te verilen ϕ çözüm alternatiflerine göre α , β , γ ve δ değerlerini içeren alt dizilerdir. Çözüm alternatifleri ve çözüm alternatiflerinin alt dizileri programlama aşamasında programcı tarafından veri tabanına yerleştirilmiştir. Tasarımcı çözüm alternatiflerini, alt dizileri toplam diş sayısını belirleyerek tasarım girdilerini tamamlar. Üçüncü çerçevede devir sayılarının kademelendirilmesinde hesaplanan değerleri ve bu hesaplanan değerlere uyan Tablo 2'deki ISO R229'a göre standartlaştırılmış nominal devir sayılarını göstermektedir. Hesaplanan değerler tasarımcı tarafından sağlanan girdilere göre program tarafından hesaplanmaktadır. Nominal değerler ise hesaplanan değerlerin alt ve üst sınırlarına göre Tablo 2'den yine program tarafından otomatik olarak seçilerek formda temsil edilmektedir. Dördüncü çerçevede ise toplam diş sayılarına göre ruppert mekanizmasını oluşturacak dişlilerin diş sayılarını ve bu diş sayılarının iletme oranları program tarafından otomatik olarak hesaplanmaktadır. 4 devir kademeli ruppert mekanizmasında 3 dişli çifti ile 4 devir kademesi elde edilmektedir. Elde edilen devir sayıları, dişli çiftlerinin diş sayıları ve bu dişlilerin iletme oranları Şekil 5'te verilmiştir.

Girdiler		Hesaplanan Değerler		Nominal Değerler	
N_g değerini giriniz	1400 dev/dak	$N1$ değeri	341,796875	355	dev/dak
N_{max} değerini giriniz	1400 dev/dak	$N2$ değeri	546,875	560	dev/dak
F_i değerini giriniz	1,6	$N3$ değeri	875	900	dev/dak
g değerini giriniz	4	$N4$ değeri	1400	1400	dev/dak

Çözüm Alternatifini Seçiniz		Diş Sayıları		İletme Oranları	
<input type="radio"/> F_i üzeri 1, 0, -1, -2 <input type="radio"/> F_i üzeri 2, 1, 0, -1 <input checked="" type="radio"/> F_i üzeri 3, 2, 1, 0 <input type="radio"/> F_i üzeri -3, -2, -1, 0		Alt Dizileri Belirleyiniz <input checked="" type="radio"/> 1. Dizi <input type="radio"/> 2. Dizi <input type="radio"/> 3. Dizi <input type="radio"/> 4. Dizi <input type="radio"/> 5. Dizi <input type="radio"/> 6. Dizi		Toplam Diş Sayısını Giriniz: 150	
<input type="button" value="Hesapla"/> <input type="button" value="Çıkış"/>		Z_a	92	i_1	4,096
		Z_b	58	i_2	2,56
		Z_c	121	i_3	1,6
		Z_d	29	i_4	1
		Z_e	130		
		Z_f	20		

Şekil 5. 4 devir kademeli ruppert mekanizması için hesaplanan parametreler

Şekil 6'da ise tasarlanan formda ise 8 devir kademeli ruppert mekanizmasının bilgisayar destekli kinematik tasarımı gerçekleştirilmektedir. Bu formda da 8 devir kademeli ruppert mekanizmasını oluşturan dişlilerin diş sayılarını ve bu diş sayılarının iletme oranları program tarafından otomatik olarak

hesaplanmaktadır. 8 devir kademeli ruppert mekanizmasında 4 dişli çifti ile 8 devir kademesi elde edilmektedir. Elde edilen devir sayıları, dişli çiftlerinin diş sayıları ve bu dişlilerin iletme oranları Şekil 6'da verilmiştir.

Girdiler

Ng değerini giriniz: 1400 dev/dak

Nmax değerini giriniz: 4000 dev/dak

Fi değerini giriniz: 1.4

g değerini giriniz: 8

Çözüm Alternatifini Seçiniz

Fi üzeri 0'dan 7'ye

Fi üzeri -1'den 6'ya

Fi üzeri -2'den 5'e

Fi üzeri -3'den 4'e

Alt Dizileri Belirleyiniz

1. Dizi 2. Dizi

3. Dizi 4. Dizi

5. Dizi 6. Dizi

Toplam Diş Sayısını Giriniz: 150

Hesaplanan Değerler

Hesaplanan Değerler	Nominal Değerler
N1 değeri: 364,4314868804	355 dev/dak
N2 değeri: 510,2040816326	500 dev/dak
N3 değeri: 714,2857142857	710 dev/dak
N4 değeri: 1000	1000 dev/dak
N5 değeri: 1400	1400 dev/dak
N6 değeri: 1960	2000 dev/dak
N7 değeri: 2744	2800 dev/dak
N8 değeri: 3841,6	4000 dev/dak

Diş Sayıları

Za: 75
Zb: 75
Zc: 31
Zd: 119
Ze: 40
Zf: 110
Zg: 62
Zh: 88

İletme Oranları

i1: 1
i2: 3,8416
i3: 2,744
i4: 1,4
i5: 0,714285714285
i6: 0,364431486880
i7: 0,510204081632
i8: 1,96

Hesapla **Çıkış**

Şekil 6. 8 devir kademeli ruppert mekanizması için hesaplanan parametreler.

6. SONUÇ

Yorucu ve karmaşık işlemlerin yer aldığı bir süreç olan dişli kutusu tasarımında, tasarımcı hataları, tasarımın güvenilirliğini azaltmakta ve tasarım zamanını artırmaktadır. Bu çalışmada Visual BASIC programlama dili tabanlı bir bilgisayar programı geliştirilerek ruppert mekanizmasının kinematik tasarımı bilgisayar tarafından otomatik olarak gerçekleştirilmiştir. Bu sayede hem tasarım zamanı kısaltılmış hem de tasarımcı hataları elimine edilerek bilgisayar destekli kinematik tasarım gerçekleştirilmiştir. Gelecekte bu çalışmaya dişli kutusu optimizasyonu gibi bölümler ilave edilerek çalışmanın daha fonksiyonel olması sağlanabilir.

7. KAYNAKLAR

- Bush, G. S, Osman M.O.M, and Sankar, D. J. 1984. On The Optimal Design Design of Multi Speed Gear Trains, Mechanism and Machine Theory, 19 (2), 183-195.
- Chen, M. 1998. Expert System of Designing Cylindric Gear Transmission, Journal of Nanjing University of Science and Technology, 22 (5), 402-406.
- Eldem, C. 1995. Takım Tezgahlarında Kullanılan Hız Mekanizmalarının Bilgisayar Destekli Tasarımı, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.

Flodin, A. 2000. Wear Investigation of Spur Gear Teeth Tribo Test, 7 (1), 45-60.

Karlı, S. 1985. Computer Aided Design Of Gearbox Kinematical Arrangement Diagrams, Masters Thesis, METU.

Mendi, F. 1999. Takım Tezgahları Tasarımı, Gazi Kitabevi, Ankara.

Ognjanovic, M. 1996. Decisions in Gear Train

Transmission Design, Research in Engineering Design, 8 (3), 178-187.

Saruhan, H., Uygur, İ. 2003. Design Optimization of Mechanical Systems Using Genetic Algorithms, SAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 7 (2), 77-84.

Zeyveli, M., Genetik Algoritma ile Hız Kutusu Dişli Tasarımı, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Ankara 2005.