

İKİ VEYA ÇOK EKSENLİ HIZ MEKANİZMALARININ WEB TABANLI KİNEMATİK TASARIMI

İsmail ŞAHİN

Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü,
06500, Ankara, Türkiye

Özet

Hız mekanizmaları takım tezgahlarının hareket ve güç iletiminde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu mekanizmalar, tezgahlarda en küçük ve en büyük devir sayısı arasında belirli aralıklarda ve sınırlı sayıda devir hızı sağlayan sistemlerdir. Bu çalışmada, iki veya çok eksenli, 4, 6, 8, 9 ve 12 kademeli hız mekanizmalarının kinematik tasarımı ele alınmıştır. Geliştirilen bir yazılım aracılığı ile hız mekanizmasının devir sayılarının geometrik diziye göre dağılımları, iletme oranları, dişlilerin diş sayıları ve devir sayıları, mil çapları gibi önemli tasarım parametrelerinin hesaplanması ve optimizasyonu yapılmıştır. Bu çalışmada klasik yöntemlerle uzun süreler alan kinematik analiz ve optimizasyon işlemlerinin daha hızlı ve esnek bir şekilde yapılması sağlanmıştır. Bunun yanında, uygulamanın daha önce denenmemiş bir şekilde web tabanlı olarak gerçekleştirilmesi, internet kullanıcılarının sistemi test edebilmesi imkanını verecektir.

Anahtar Kelimeler: Hız mekanizmaları, kinematik analiz, takım tezgâhları, web tabanlı tasarım.

THE WEB BASED KINEMATIC DESIGN OF SPEED MECHANISMS OF TWO OR MULTI-AXIS

Abstract

Speed mechanisms are widely used in motion and power transmission of machine tools. These mechanisms are systems which provide between the smallest and the largest number of cycles a certain interval and a limited number of the rotation

speed on machine tools. In this study, two or multi-axis, kinematic design of 4, 6, 8, 9 and 12-step speed mechanisms are discussed. The calculation and optimization of important design parameters such as the distribution based on geometric array of the rotation number of speed mechanisms, transmission rates, the number of teeth of gears and rotation numbers, shaft diameters are determined via developed a software. In this study, the kinematic design and optimization processes which last long with conventional methods have been aimed to be carried out more quickly and flexibly. Beside, the realization of application as a web-based, will provide internet users to be able to test the system.

Keywords: speed mechanisms, kinematic analysis, machine tools, web based design

1. Giriş

Dişli çark, mil, yatak ve kavrama gibi parçalardan oluşan hız mekanizmaları mekanik sistemlerde hareket ve güç iletimini sağlarken aynı zamanda hızı ve torku istenilen oranlarda değiştirmek için fırsatlar sunarlar. Hız mekanizmaları bu fonksiyonları kademeli ve kademesiz bir şekilde gerçekleştirebilirler. Takım tezgahlarında kademeli hareket ileme organları iş milini tahrik ederek devir sayılarının dağılımını sağlar. Bu tip mekanizmalar farklı hızların kullanıldığı takım tezgahlarında ve otomotiv sanayisinde yoğun olarak kullanılırlar.

Hız mekanizmalarının tasarımı iki aşamalı olarak yapılır: Dayanım ve kinematik tasarım. Tasarımın dayanım (mukavemet) aşaması sistemle ilgili gerilme, dayanım, eğilme, burulma gibi parametrelerin hesaplanması ile ilgilidir. Kinematik tasarım aşaması ise mekanizmaya ait dişlilerin yapısının ve düzeninin belirlendiği aşamadır. Kinematik tasarım, giriş ve çıkış devirlerinden yararlanılarak her bir kademede farklı devirler elde etmeyi, giriş ve çıkış millerinin haricindeki millerin sayısının ve mekanizmayı oluşturan dişlilerin diş sayısı, iletim oranları, verim gibi parametrelerin oluşturulmasını içerir [1]. İki veya çok eksenli, farklı hızlarda çalışan dişli/hız kutularının tasarımına yönelik olarak pek çok araştırma yapılmıştır. Bu çalışmalarda farklı kriter, yöntem ve mekanizmalar ele alınmıştır.

Konigsberger, takım tezgahlarının tasarım ilkelerini incelediği çalışmasında 4'den 18'e kadar dişli tahrik sistemlerini grafik olarak ifade etmiş, hız kademelendirmede geometrik kademelendirmenin avantajlı olduğunu ifade etmiştir [2].

Bush, Osman ve Sanker 9 hızlı ve 3 eksenli dişli kutularının dişli çapları ve genel kinematik kuruluş diyagramları denklemleri üzerinde çalışmışlardır. Çalışmada genel diyagramlar ve nümerik hesaplamalar için bir bilgisayar programı geliştirilmiştir [3]. Kinematik kuruluş diyagramları ile ilgili yürütülen bir diğer çalışmada, dişli kutularının optimum tasarımı için tüm noktalar saptanmış ve bilgisayar yardımıyla kinematik tasarımı yapılmıştır [4].

Mendi, Ruppert hız kutusunun kinematik tasarımını yaparak sistemi klasik olarak ve hazırladığı bir bilgisayar programı ile test etmiştir. Çalışma çerçevesinde hazırlanan bilgisayar programı ile geleneksel hesaplama yöntemi zaman ve performans yönünden karşılaştırılmıştır [5]. Ruppert hız kutularının kinematik analizinin ele alındığı daha güncel bir çalışmada hazırlanan bir bilgisayar programı ile 4 ve 8 kademeli hız kutularının tasarımı yapılmıştır [6].

Hız mekanizmaları ile ilgili son yıllarda zeki sistemler geliştirilmiştir. 4, 6 ve 8 kademeli hız mekanizmalarının kinematik analizini yapan ve analiz sonuçlarını yapay sinir ağlarında test eden Mayda ve arkadaşlarının çalışması bu sistemlere örnek olarak verilebilir [7]. Arsbek dişli kutusu boyutlandırma optimizasyonu için geliştirdiği sistemde genetik algoritma kullanılmıştır [8]. Yapay zeka tekniklerinin kullanıldığı bir diğer çalışmada ise düz, helis ve konik dişli çiftleri tek ve iki kademeli olarak genetik algoritma yardımıyla optimize edilmiştir [9]. Burada optimizasyon minimum malzeme hacmi esasına göre yapılmıştır. Saruhan ve Uygur genetik algoritma yardımıyla sınır şartları verilen hız redüktörlerinin minimum ağırlıklarını hesaplamışlardır [10]. Göloğlu ve Zeyveli çalışmalarında iki kademeli dişli kutularının minimum hacim prensibine göre otomatik tasarımını ele almış ve genetik algoritma ile probleme çözüm getirmeye çalışmışlardır [11].

Bu çalışmada, iki veya çok eksenli hız mekanizmalarının web tabanlı kinematik tasarımına yönelik yürütülen bir araştırma sunulmuştur. Çalışma kapsamında 4, 6, 8, 9, ve 12 kademeli hız mekanizmalarının kinematik tasarımını yapan web tabanlı bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu program yardımıyla hız mekanizmalarının standart devir sayıları, iletim oranları, dişli çarkların diş sayıları ve mil çapları gibi tasarım parametreleri otomatik ve hızlı bir şekilde hesaplanabilmektedir. Yapılan kaynak araştırması sonucunda hız mekanizmalarının kinematik tasarımına yönelik yürütülen çalışmalarda web tabanlı uygulamalara rastlanmamıştır. Geliştirilen yazılımla

bu alanda literatüre katkıda bulunulurken sistemin internet kullanıcıları tarafından test edilebilmesi sağlanmaktadır.

2. İki veya Çok Eksenli Hız Mekanizmalarının Kinematik Tasarımı

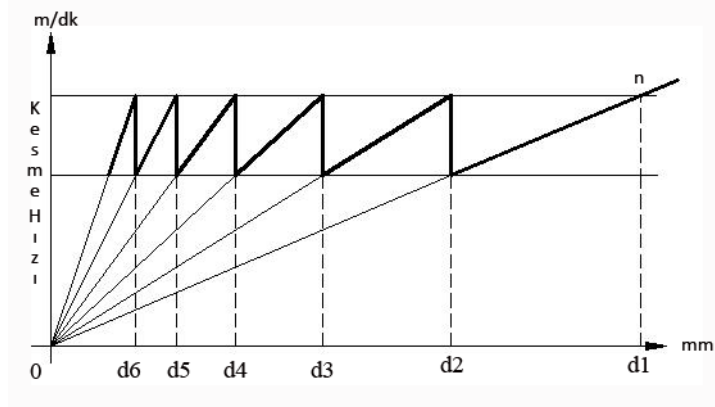
2.1. Devir Sayılarının Dağılımı

Devir sayıları dönme hareketinde en etkin unsurdur. Tüm malzeme / takım çifti ve diğer kesme şartları dikkate alındığında; çok değişik kesme hızlarıyla çalışma zorunluluğu bulunmaktadır [12]. Devir sayılarının dağılımı kademeli veya kademesiz hız mekanizmaları aracılığı ile yapılır. Devir sayılarının dağılımı aritmetik veya geometrik diziye göre yapılır.

Aritmetik dağılımda devir sayıları küçük çaplarda seyrekler. Büyük çaplarda ise kesme hızı, en uygun hıza göre çok düşük değerlerdedir. Verimi düşüren bu durumlar yüzünden aritmetik dağılım tercih edilmemektedir.

2.1.1. Geometrik diziye göre dağılım

Geometrik dağılımda devir sayıları geometrik dizi şeklinde dağılır (Şekil 1). Düşük ve yüksek devir sayıları bölgesinde bir devir sayısından diğerine geçmek, istenilen kesme hızının seçilmesi yönünden yararlı sonuç vereceğinden geometrik dağılım tercih edilir [1].



Şekil 1. Geometrik dağılım [1]

Geometrik dizi katsayısı (ϕ) eşitlik 1 kullanılarak hesaplanır;

$$\phi = \sqrt[g-1]{\frac{n_{max}}{n_{min}}}$$

(1)

Eşitlikte g = devir kademesi sayısı, n_{min} en küçük devir sayısı ve n_{max} en büyük devir sayısıdır. Hesaplanan değer standart geometrik dizi katsayısına (ϕ) yuvarlatılmalıdır (Tablo 1).

Tablo 1. Standart geometrik dizi katsayıları [12]

Seri	ϕ katsayısı
R20	$\phi = 10^{0.05} \approx 1.12$
R10 veya R 20/2	$\phi = 10^{0.1} \approx 1.25$
R 20/3	$\phi = 10^{0.015} \approx 1.4$
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	$\phi = 10^{0.3} \approx 2$

Mekanizmanın devir sayı dağılımları ise Eş. 2'den yararlanılarak yapılır.

$$\left. \begin{array}{l} n_1 = n_{min} \\ t = 1 \text{ 'den } g \text{ 'ye kadar} \end{array} \right\} \text{ olmak üzere } n_t = n_1 \times \phi^{t-1} \quad (2)$$

Çalışmada daha önceki çalışmalarda kullanılan formül (eşitlik 2) genelleştirilerek devir sayısı dağılım indisi (t) tanımlanmıştır. Devir sayısı dağılım indisi t , 1. kademeden başlayarak toplam kademe sayısını ifade eden g değerine (Örneğin 9 kademeli dişlilerde 9) ulaşmaya kadar işlemi yapar. Devir sayılarının dağılımı, sistemin standartlara uyması için, Tablo 2'de bulunan en yakın standart devir sayıları sınır değerlerine yuvarlatılır.

Tablo 2. ISO R 229 / DIN 804'e göre takım tezgahları için standart devir sayıları sınır değerleri (R20 nominal değerlere göre sınır değerleri dev/dak) [12].

Nominal değerler	R20/4								Nominal değerlere göre sınırlar			
	R20 φ = 1.12	R20 φ = 1.25	R20/3 φ = 1.4	(1400) φ = 1.6	(2800) φ = 1.6	R20/6 φ = 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				1400	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			2800	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				5600	551	579	596
630		63								618	650	669
710	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

2.2. Genel ve Kısmi İletim Oranları

Genel iletim oranı, sisteme giren devir sayısının sistemden çıkan her bir devir sayısına oranıdır. Bir mekanizmada devir kademe sayısı kadar genel iletim oranı vardır. Genel iletim oranı (I);

$$\left. \begin{array}{l} n_G \text{ giriş devir sayısı} \\ n_{1..g} \text{ çıkış devir sayıları ve} \\ g = \text{devir kademesi sayısı olursa} \end{array} \right\} I_{1..g} = \frac{n_G}{n_{1..g}} \quad (3)$$

olur.

Kısmi iletim oranı dişli çiftlerinin birbirleri ile arasındaki iletim oranıdır. Takım tezgahlarında kısmi iletim oranları $0.5 \leq i \leq 4$ aralığında olmalıdır. Örneğin a ve b olarak isimlendirdiğimiz bir dişli çiftinin kısmi iletim oranı;

$$\left. \begin{array}{l} x \text{ reel bir tamsayı} \\ z_b, z_a \text{ diş sayıları olmak üzere} \end{array} \right\} I_{a \rightarrow b} = \frac{z_b}{z_a} = \varphi^x \quad (4)$$

olur.

Birden fazla dişli çiftlerinden oluşan mekanizmalarda bütün dişli çiftlerine ait olan iletim oranları tek tek hesaplanır. Örneğin üç devir kademeli bir sistemde a , c , e tahrik eden b , d , f tahrik edilen dişliler olursa iletim oranları aşağıdaki şekilde hesaplanır;

$$\frac{z_d}{z_c} = \varphi^x, \frac{z_f}{z_e} = \varphi^x \quad (5)$$

2.3. Diş Sayıları

Bir etajdaki dişli çiftlerinin diş sayılarının toplamı birbirine eşittir;

$$Z_a + Z_b = Z_c + Z_d = Z_e + Z_f = \sum Z \quad (\text{Şekil 2})$$

$$(6) \frac{z_b}{z_a} = \varphi^x \Rightarrow z_b = z_a \times \varphi^x \text{ olur.}$$

Böylece “a” dişlisinin diş sayısı;

$$Z_a + Z_b = \sum Z \Rightarrow Z_a + Z_a \times \varphi^x = \sum Z$$

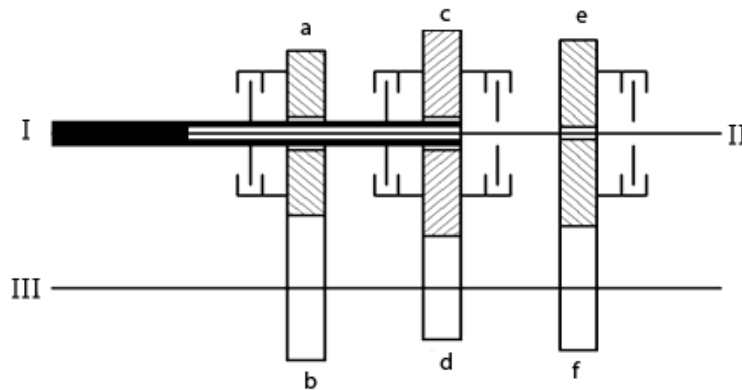
$$Z_a(1 + \varphi^x) = \sum Z \Rightarrow Z_a = \frac{\sum Z}{1 + \varphi^x} \quad (7)$$

“b” dişlisinin diş sayısı ise;

$$Z_b = \sum Z - Z_a \quad (8)$$

eşitlikleri ile hesaplanır.

Bu şekilde bütün kademelerdeki diş sayıları hesaplanır. Dişli çiftlerinin toplam diş sayıları kısmi iletim oranı sınırları içinde olmalı ve en küçük dişlinin diş sayısı 17'den küçük olmamalıdır.



Şekil 2. Bir dişli kutusundaki dişli çiftleri

2.4. Mil Çapı Hesabı

Miller ve akslar; dişli çark, kasnak, kavrama gibi dönen elemanları taşıyan; kuvvet/moment iletilmesini sağlayan; yataklarla desteklenen makine elemanlarıdır [13]. Mil, üzerine takılı elemanları taşımanın yanı sıra, kavrama, dişli çark veya kasnak üzerinden aldığı dönme momentini diğer elemanlara iletmektedir [14] Miller,

mekanizmanın eğilme ve burulma rijitliğini etkiler. Mil hesabında mukavemet ve şekil değiştirmeler göz önünde bulundurulur. Eğilme, burulma ve burkulma momentleri mil tasarımını etkiler. Mil üzerine etkiyen kuvvetler için, yatay ve düşey düzlem moment diyagramı hazırlanır. Mil çapı hesabı karmaşık hesapları içerir. Çalışma kapsamında pratik mil çapı hesabı yapılmıştır.

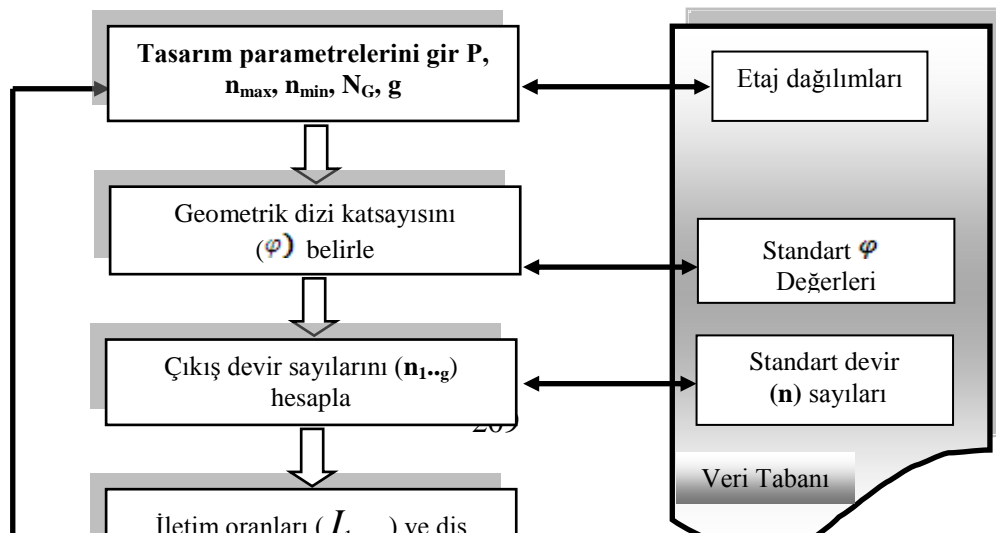
Pratik olarak mil çapı hesabı aşağıdaki eşitlikler yardımıyla yapılır:

$$\left. \begin{array}{l} M = \text{Milin ilettiği moment} \\ P = \text{kw cinsinden güç} \\ n = \text{milin dev/dak cinsinden} \\ \text{dönme sayısı olmak üzere} \end{array} \right\} M = 955000 \frac{P}{n} (Ncm) \quad (9)$$

$$d = \text{mil çapı} \Rightarrow d \geq 13 \sqrt[4]{\frac{P}{n}} (cm) \quad (10)$$

3. Hazırlanan Bilgisayar Programı

Bu çalışma kapsamında iki veya çok eksenli hız kutularının kinematik tasarımını yapan bir bilgisayar programı hazırlanarak 4, 6, 8, 9 ve 12 kademeli hız kutularının kinematik tasarımı ele alınmıştır. Web tabanlı olarak geliştirilen yazılım aracılığı ile kinematik tasarım işlemi internet ortamında gerçekleştirilmektedir. Hazırlanan web tabanlı yazılım ile tasarımın işlem zamanı azaltılmakta, insan kaynaklı hesaplama hatalarının önüne geçilmekte ve böylece tasarımda önemli bir parametre olan "zaman" faktörü minimize edilmektedir. Yazılım kodlama ve veri tabanı oluşturmada sağladığı üstünlüklerin yanında, fonksiyonlarla çalışma imkanı da sağlayan PHP (Personal Home Page) programlama dilinde hazırlanmıştır.



Şekil 3. Kinematik tasarım işlem adımları

Yazılım için geliştirilen algoritma ile tasarımı yapılacak hız kutusuna ait en küçük devir sayısı, en büyük devir sayısı, giriş devir sayısı, devir kademe sayısı ve güç gibi girdi parametreleri kullanılarak gerekli hesaplama ve seçimler otomatik olarak yapılmaktadır (Şekil 3).

Tasarım parametreleri Şekil 4'te görülen arayüz yardımıyla (en küçük devir sayısı, en büyük devir sayısı, giriş devir sayısı, devir kademe sayısı ve güç) sisteme girilmektedir. Devir kademe dizilişleri (etaj) program tarafından, girilen kademe sayısına göre otomatik atanmaktadır. Girilen devir kademe sayısı (6 ve 12 gibi) birden fazla etaj dağılım alternatifine sahip ise program alternatif etaj dağılımlarını göstererek kullanıcının etaj dağılımı için tercihte bulunmasını ister.

Hız Mekanizmalarının Kinematik Analizi

Anasayfa Hız Mekanizmaları Tablolar Hakkında İletişim

Hız Mekanizmasının Kinematik Hesaplaması

1 Hesaplama Girdileri 2 Sonuçlar

En Küçük Devir Sayısı(n-min): Dev/Dak

En Büyük Devir Sayısı(n-max): Dev/Dak

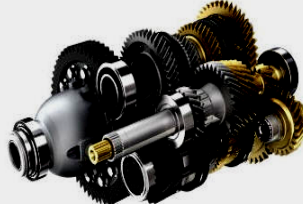
Giriş Devir Sayısı(nG): Dev/Dak

Devir Kademe Sayısı: g

Etaj Dağılımlarını Seçiniz: g

Güç(P): kW

Hesapla Sıfırla



Şekil 4. Hazırlanan web tabanlı yazılımın kullanıcı arayüzü

Örneğin 12 devir kademe sayısına sahip bir sistemde, üç farklı etaj dağılımı söz konusudur. Bunlar $2 \times 2 \times 3$ / $2 \times 3 \times 2$ / $3 \times 2 \times 2$ şeklindedir. Program, veri tabanından 12 devir kademe sayısı için geçerli etaj dağılımlarını ara yüzdeki ilgili bölüme çekerek kullanıcının tercihte bulunmasını ister.

Program hesaplama girdilerinden ve ikinci bölümde verilen eşitliklerden yararlanarak geometrik dizi katsayısı, hesaplanan ve standardize edilmiş çıkış devir sayıları, iletim oranları, dişli sayıları ve mil çapını hesaplar.

Hesaplanan geometrik dizi katsayısı, Tablo 1'de verilen standart geometrik dizi katsayısı ile karşılaştırılarak en yakın standart dizi katsayısı atanır. Benzer şekilde her kademe için çıkış devir sayıları hesaplanarak, Tablo 2'de verilen standart devir sayıları ile karşılaştırılır. Karşılaştırma sonunda hesaplanan çıkış devir sayılarına en yakın standart devir sayıları çıkış devir sayıları olarak atanır. Hazırlanan web tabanlı yazılım, hesaplanmış değerler ile program veri tabanında kayıtlı standardize edilmiş değerleri karşılaştırarak bu işlemi gerçekleştirir. Şekil 5'te üç eksenli, dokuz kademe sayılı bir sistem için programın hesapladığı ve standardize ettiği değerler görülmektedir.

1 Hesaplama Girdileri 2 Sonuçlar

Mekanizmayla ilgili hesap sonuçlarını görmek için ilgili sekmeyi tıklayınız.

Mekanizmanın Devir Sayıları

	Hesaplanmış Değerler	Standardize Edilmiş Değerler
n 1	140	140
n 2	196	200
n 3	274,4	280
n 4	384,16	400
n 5	537,82	560
n 6	752,95	800
n 7	1054,13	1120
n 8	1475,78	1600
n 9	2066,1	2240

Şekil 5. Hesaplanmış ve standardize edilmiş çıkış devir sayıları

Sistemin genel iletim oranları ve diş sayıları da benzer şekilde hesaplanarak program arayüzünde gösterilmektedir. Şekil 6'da program tarafından hesaplanan 3 eksenli, dokuz kademeli hız kutusuna ait genel iletim oranları ve diş sayıları görülmektedir.



Mekanizmanın Genel İletim Oranları	
i 1	1,4
i 2	2,744
i 3	1,96
i 4	3,841
i 5	0,510
i 6	1,4

Diş Sayıları			
za	29	zg	19
zb	41	zh	75
zc	19	zi	62
zd	51	zk	32
ze	24	zl	39
zf	46	zm	55

Şekil 6. Mekanizmaya ait genel iletim oranları ve diş sayıları

Hazırlanan program, dişlilerle ilgili kinematik tasarımın yanında dişlilerin çalışacağı millerin çaplarını da hesaplamaktadır. Hazırlanan web arayüzü, kinematik tasarım boyunca kullanılan standart tabloları kullanıcının inceleyebilmesine imkan sağlamaktadır. Web sayfasına konan bu tip açıklayıcı bilgi ve belgeler, tasarımı yapan kişilerin işlem aşamaları hakkında bilgi sahibi olmasını sağlar.

4. Sonuç

Hız kutularının kinematik tasarımı uzun ve yorucu hesaplamalar içeren süreçlerden oluşur. Bu durum tasarım süresini uzatırken işlemin karmaşıklığı hata ihtimalini de arttırır. Çalışmanın amacı, bu uzun ve yorucu, karmaşık hesaplamaları kolay bir şekilde ve daha kısa zamanda yapılabilir hale getirmektir.

Çalışma kapsamında geliştirilen bilgisayar programı, kullanıcı tarafından belirlenen tasarım girdilerini kullanarak hız kutularının kinematik tasarımı için seçim

işlemlerini (standart devir ve geometrik dizi katsayısı) ve hesaplamaları (devir sayıları, iletim oranları, dişlilere ait diş sayıları ve mil çapı vb.) otomatik, doğru ve hızlı bir şekilde yapar.

Hazırlanan programın web tabanlı olması araştırmanın çalışma alanına yaptığı önemli bir katkıdır. Kaynaklarda hız mekanizmalarının kinematik analizine yönelik bilgisayar destekli çalışmalar olmasına rağmen web tabanlı çalışmalara rastlanmamıştır. Program, sahip olduğu veri tabanı ile dişli sistemleri için önemli olan standardizasyon amaçlı optimizasyonları kolayca yapabilmektedir. Bir diğer özelliği ise devir, iletim oranı, diş sayıları ile ilgili hesapların yanında, dişlilerin üzerinde çalıştığı millerle ilgili basitleştirilmiş çap hesaplarını da yapabilmesidir. Programın web tabanlı olması daha geniş tasarımcı grupları tarafından test edilmesini de sağlayacaktır.

Bu çalışmayı geliştirmeye yönelik araştırmalarda hız kutularının dayanım (mukavemet) tasarım aşaması da dahil olmak üzere tüm tasarım parametrelerini hesaplayan bir sistemin geliştirilmesi tasarım sürecinde tam otomasyonu sağlayacaktır. Ayrıca web tabanlı zeki sistemler üzerinde de araştırmalar yapılması çalışma alanına katkı sağlayacaktır.

Kaynaklar

- [1] Mendi F, Başak H, Eldem C. Takım tezgahlarında kullanılan hız mekanizmalarının tasarımına alternatif bir yaklaşım, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enst. Dergisi, 2000, 13, 3, 801-817.
- [2] Konisberger F. Design Principles of Metal Cutting Machine Tools. New York, Mc Millan, 1965.
- [3] Bush G. S, Osman M.O.M, Sanker S. On the optimal design of multi speed gear trains, Mechanism and Machine Theory, 1984, 19: 2, 183-195.
- [4] Karlı S, Computer aided design of gearbox kinematical arrangement diagrams, Master Thesis, METU, 1985.
- [5] Mendi F. Takım tezgahlarına uyarlanan Ruppert hız kutusunun bilgisayar yardımıyla kinematik analizi, Uluslar arası Makine Tasarım İmalat kongresi, 2000.
- [6] Çiçek A. Ruppert dişli kutusunun bilgisayar destekli kinematik tasarımı, Mühendislik Bilimleri Dergisi, 2007, 13, 3, 361-368.

- [7] Mayda M, Börklü H. R, Mendi F. Ruppert hız mekanizmalarında optimum dişli çark boyutlandırılması için yapay sinir ağları kullanımı, *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 2009, 6, 2, 1-18.
- [8] Abersek, B, Flasker J, Balic J. Expert system for designing and manufacturing of a gear box, *Expert Systems with Applications*, 1996, 11, 3, 397-405.
- [9] Zeyveli M. Genetik Algoritma ile Hız Kutusu Dişli Tasarımı, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2005.
- [10] Saruhan, H., Uygur, İ. Design optimization of mechanical systems using Genetic Algorithms, *SAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 2003, 7 (2), 77-84.
- [11] Göloğlu C, Zeyveli M. A genetic approach to automate preliminary design of gear drives, *Computers & Industrial Engineering*, 2009, 57, 1043-1051.
- [12] Mendi F. Takım Tezgahları Tasarımı, Ankara, Gazi Kitabevi, 1999.
- [13] Başak H, Özbaşaran L. Bilgisayar destekli mil tasarımına alternatif bir yaklaşım, 5. Uluslar arası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS'09), 2009.
- [14] Babalık F. C. Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, Nobel Yayın Dağıtım, Ankara, 2006.