

Yeni Bir Armür Tahrik Mekanizmasının Tasarımı

Özgün CAN¹, Gabil ABDULLA²

¹Süleyman Demirel Üniversitesi, Güzel Sanatlar Fakültesi, Tekstil ve Moda Tasarım Bölümü, Isparta
²Süleyman Demirel Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Tekstil Mühendisliği Bölümü, Isparta

Özet: Dokuma kumaşların üretilmesinde ağızlık açma işlemi oldukça önemlidir. Günümüzde, ağızlık açma işlemi için yüksek hızlı dokuma makinelerinde rotatif armürlü mekanizmalar kullanılmaktadır. Rotatif armürlerin temel özelliklerinden birisi makinenin ana miline tek yönlü beklemeli dönme hareketinin iletilmesidir. Böyle bir hareketin elde edilmesi için ileri teknoloji ve maliyet gerektirmektedir.

Bu çalışmanın amacı, rotatif armürlerde armür miline 180⁰ açı altında çalışacak eşit zamanlı, beklemeli-salınım hareketini ileten ve rotatif armürlerin tahrik mekanizmalarının görevini sağlayan daha basit konstrüksiyonlu ve daha düşük maliyetli bir tahrik mekanizmasının tasarlanmasıdır.

Anahtar Kelimeler: Dokuma, ağızlık açma, armür, tahrik mekanizması

Design of a New Dobby Drive Mechanism

Abstract: Shedding is quite significant in the production of woven fabrics. Nowadays, rotary doobby mechanisms are used at high-speed weaving machines for shedding. One of the main characteristics of the machine's shaft rotary doobby is the transmission of one way rotational movement the main shaft. To achieve such a movement requires advanced technology and cost.

The purpose of this study is to design doobby shaft which will run under 180 degrees and provide equal-time duration in case of transmission of oscillatory motion at the rotary doobby and the task of providing drive mechanism of rotary doobby is to construct a simpler and lower cost of driving mechanism.

Key Words: Weaving, shedding, doobby, driving mechanism

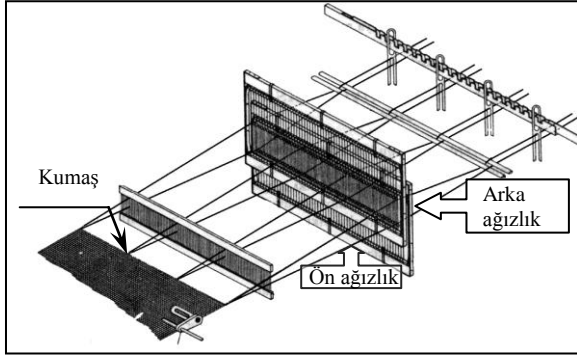
1. Giriş

Dokuma kumaşların üretilebilmesi için atkı ve çözgü adı verilen iki iplik grubunun 90⁰'lik bir açıyla birbirinin altından ve üstünden bir desen oluşturacak şekilde geçirilerek bağlantı oluşturmaları gerekmektedir. Atkı ipliklerinin çözgü iplikleriyle bağlantı kurabilmesi için çözgü ipliklerinin dokunacak desene göre üçgen kesitli iki farklı tabakaya ayrılması gerekmektedir. Üçgen kesitli bu tabakaya "ağızlık" adı verilir (Başer, 1998). Atkı iplikleri bu üçgen kesitli tünelden dokuma makinesinin bir kenarından diğer kenarına

atılır ve açılan ağızlık kapatılarak atkı ipliklerinin çözgü ipliklerinin arasında kalması sağlanmış olur. Daha sonra tefe mekanizması ile atkı iplikleri düzgün ve paralel bir şekilde daha önce dokunmuş olan kumaş çizgisine kadar sıkıştırılarak dokuma işlemi gerçekleştirilmiş olur.

Dokuma işlemi sırasında ağızlık açma işlemi, dokumanın verimli bir şekilde gerçekleştirilebilmesi için oldukça önemlidir. Yanlış açılan bir ağızlıkta ya atkılar çözgü tellerine takılmakta ya da aşırı gerilen

çözümler koparak üretim randımını düşürmektedir. Şekil 1’de dokuma makinesinde ağızlık oluşumu gösterilmiştir.



Şekil 1. Dokuma işleminde ağızlık (Adanur, 2002; Abdulla vd., 2006)

Çerçevelerden kumaş çizgisine kadar olan ağızlık bölgesine ön ağızlık olarak isimlendirilmekte olup ön ağızlık geometrik boyutlarının atkı taşıyıcısının çözgü ipliklerine sürtünmeden geçmesine imkân verecek boyutlarda olması gerekmektedir. Çerçevelerden çapraz çubuklara ve lamellere ve hatta bazı tezgâhlarda çözgü köprüsüne kadar açılan ağızlık bölgesine ise arka ağızlık adı verilmektedir (Abdulla vd., 2006).

Dokuma işlemi sırasında açılan ağızlık çeşitleri, ağızlığın geometrik formuna göre; üste açılan, alta açılan ve her iki yöne simetrik olarak açılan ağızlıklar olarak (Lord, P., ve Mohammed, 1982; Abdulla vd., 2006), çözgü ipliklerinin ağızlık kesitindeki yerleşimine göre; düzensiz (kirli) ağızlık, yarı düzenli (yarı temiz) ağızlık ve düzenli (temiz) ağızlık olarak sınıflandırılmaktadır (Talavasek vd., 1985; Alpay, 1985; Eren, 1985). Ayrıca dokuma işlemi sırasında ağızlığın kapanma formuna ve çözgü ipliğinin hareketlerine göre; altta kapalı ağızlık, ortada kapalı ağızlık, yarı açık ağızlık ve açık ağızlık olmak üzere dört ayrı ağızlık çeşidi daha vardır (Eren, 1985; Alpay, 1985).

Ağızlığın açılması için farklı ağızlık açma mekanizmaları geliştirilmiştir. Günümüzde dokuma makinelerinde kullanılan üç türlü ağızlık açma mekanizması vardır. Bunlar;

- 1) Kamlı (eksantrikli) ağızlık açma mekanizmaları: Çalışma prensibine göre negatif ve pozitif kamlı ağızlık açma mekanizmaları olarak sınıflandırılır.
- 2) Armürlü ağızlık açma mekanizmaları: Çalışma prensibine ve koşullarına göre negatif, pozitif ve rotatif armür mekanizmaları olarak üç grupta sınıflandırılır.
- 3) Jakarlı ağızlık açma mekanizmaları: Tek stroklu ve tek silindri, çift stroklu ve tek silindri, çift stroklu ve çift silindri, çift stroklu ve açık ağızlık oluşturan jakar makineleri olarak dört ana gruba ayrılırlar (Alpay, 1985; Talavasek vd., 1985).

Ağızlık açma mekanizmalarının birbirinden bazı farklılıkları vardır. Kamlı ve armürlü mekanizmalar çerçeveleri, jakarlı mekanizmalar ise her bir çözgüyü birbirinden bağımsız olarak kontrol etmektedir. Ayrıca kamlı mekanizmalarda örgü raporunun değiştirilmesi için kam paketinin değiştirilmesi gerekirken armür ve jakarlı sistemlerde programlama olanağıyla karton ya da elektronik seçim tertibatının desenlerinin değiştirilmesiyle çerçeve ya da çözgülerin daha kolay kontrolü sağlanmaktadır.

Örgü raporu 10’dan fazla çerçeve gerektiren büyük ve karmaşık desenlerin üretilmesinde kullanılan ve programlanabilen ağızlık açma mekanizmasına armürlü ağızlık açma mekanizması denir. Armürlü ağızlık açma mekanizmalarının yapısı kamlı mekanizmalardan daha karmaşık, desenlendirme kapasitesi daha yüksektir. Fakat armürlü mekanizmaların desen kapasitesi jakarlı mekanizmalarinkinden daha düşüktür (Can, 2012).

Bir armür üç mekanizmanın birleşiminden oluşmaktadır. Bu mekanizmalar; tahrik mekanizması, seçim mekanizması ve çerçevelere hareket iletim mekanizmasıdır. Tahrik mekanizması, dokuma makinesinin ana milinden dişliler, zincirler veya dişli-kayış sistemleri ile tahrik almaktadır. Genellikle bu mekanizma kam, krank – biyel,

eksantrik, salınım yapan kol mekanizması, bıçaklar ve bu elemanların birlikte kullanılmasıyla oluşturulan sistemlerden oluşmaktadır.

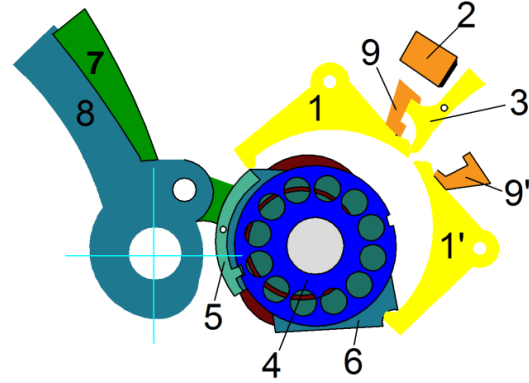
Seçim mekanizması; tahrik mekanizmasından gelen hareketin çerçevelere hareket iletim mekanizmasına aktarılmasını sağlayan, armür desen kartı ya da modern sistemlerde elektronik desen sinyalleriyle çalışan bir mekanizmadır. Çerçevelere hareket iletim mekanizması, seçim mekanizmasından gelen çerçeve kalkış hareketini ilgili çerçeveye iletmektedir. Mekanizma genellikle manivela ve kol mekanizmalarının birleşiminden oluşmaktadır.

Bu üç temel mekanizmalara ek olarak ağızlık arama, çerçeveleri seviyeleme gibi birtakım tertibatlar da bulunabilmektedir (Alpay, 1985). Armür temel mekanizmalarının konstrüksiyonu, armürün pozitif, negatif ya da rotatif olmasına göre farklılıklar göstermektedir.

Teknolojinin gelişimine paralel olarak dokuma makinelerinin hızları oldukça artmıştır ve dokuma kumaşların yüksek hızlarda üretilebilmesi için ağızlık açma mekanizmalarının da hızlarının artması kaçınılmaz olmuştur. Günümüzde yüksek hızlı modern dokuma makinelerinde ağızlık açma işlemleri için rotatif armürler geliştirilmiştir. Rotatif armürler, dokuma makinesinin ana milinin dönme hareketini çeşitli kavrama ve eksantrikler yardımıyla çerçevelerin aşağı – yukarı hareketine dönüştüren armür mekanizmalarıdır.

Son yıllarda rotatif armürlerin hızı makine üreticileri tarafından geliştirilmiş ve fuarlarda sergilenen modeller incelendiğinde 1000 rpm ve üstüne ulaştığı gözlemlenmiştir. Böylece rotatif armürlerin hava jetli ve su jetli dokuma makinelerinde yüksek hızlar altında çalışması sağlanmıştır (Eren vd., 2008). Günümüzde kullanılan rotatif armürler elektronik kontrollü rotatif armürlerdir. Şekil 2’de Staubli® 2600 serisinden 2650

elektronik kontrollü rotatif armür mekanizmasının şematik görüntüsü verilmiştir.



Şekil 2. Elektronik kontrollü Staubli® 2650 (Anon, 1999; Akçalı, 2010)

Şekil 2’de 1 ve 1’ tutucu kolları, 2 elektromıknatısı, 3 baskı kolunu, 4 diski, 5 özel kamayı, 6 eksantriği, 7 ve 8 çerçeveleri hareket ettirecek olan armür kollarını, 9 ve 9’ ise 1 ve 1’ tutucu kollarının hareketini sınırlandıran destek parçalarını göstermektedir.

Mekanizmanın çalışma prensibi, üzerinde karşılıklı olarak iki adet kanal açılmış olan 4 no’lu disk, armür mili ile birlikte kesikli olarak 180° dönmektedir. Bir ucunda yay bulunan (yay şekilde gösterilmedi) 5 no’lu özel kama ile 6 no’lu eksantrik birbirine bağlıdır. 4 no’lu disk ile 6 no’lu eksantrik arasındaki bağlantı 5 no’lu özel kama ile sağlanmaktadır. 4 no’lu disk ile 6 no’lu eksantrik 5 no’lu özel kamayla kenetlenirse, disk ile birlikte 6 no’lu eksantrik de döner. 6 no’lu eksantriğin dönme hareketi 7 ve 8 no’lu çerçeveleri hareket ettirecek armür kollarının dönme hareketine dönüştürülür. Böylece çerçevenin aşağı ya da yukarı hareketi sağlanır. Eğer 4 diski ile 6 eksantriği arasındaki bağlantı, elektromıknatısların talimatıyla kamanın eksenden dışarı hareketiyle kesilirse çerçevelerin konumunun değiştirilmez

Eğer dokunacak desene göre çerçevelerin konum değiştirmesi istemiyorsa o zaman 5 no’lu özel kamanın kilitleme mekanizması, 2 no’lu elektromıknatıs, 3 no’lu baskı kolunu

hareket ettirdiğinde, 1 ve 1' no'lu tutucu kollarının ucu döner böylece kolların 5 no'lu özel kama üzerindeki baskısı kalkar. 5 no'lu kama üzerindeki baskının kalkmasıyla kamanın yayları kamayı 4 no'lu diskin kanalından dışarı doğru çekerler ve kamanın 4 diski ile bağlantısı kesilir. Bu durumda 4 diski ile 6 eksantriği arasındaki bağlantı da kesilir ve 6 no'lu eksantrik hareketsiz kalır. Böylece 7 ve 8 no'lu armür kolları da hareketsiz kalarak çerçevenin konumu değişmez (Can, 2012).

Klasik bir rotatif armür üç ana kısımdan oluşmaktadır;

1. Seçim mekanizması: Dokuma desenine göre eksantrik mili ile eksantrik arasındaki bağlantıyı keserek çerçevelerin konumunu belirleyen kısım
2. Eksantrikleri de içeren çerçeve tahrik mekanizması
3. Değişken armür mili hareketini üreten kısım (modülatör, çerçevelerin hareket ve bekleme açılarını belirleyen kısım) (Eren, 2000).

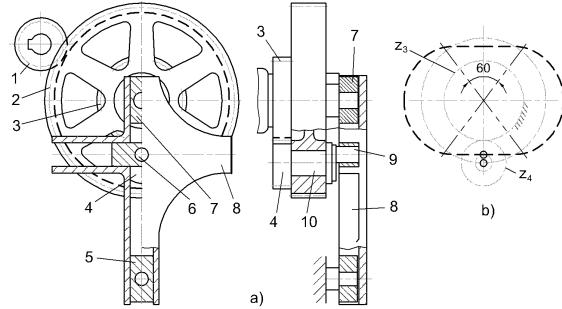
Rotatif armürlerde seçim mekanizmasının zamanında çalışabilmesi için tahrik mekanizmasından elde edilen tek yönlü beklemeli dönme hareketinin makinenin ana miline iletilmesi gerekmektedir. Bu şekildeki bir hareketin elde edilebilmesi için rotatif armürlerin tahrik mekanizmasında izleyicisi sabit hızda dönen özel yapıya sahip kam mekanizmaları kullanılmaktadır.

Armür tahrik mekanizmasında 180^0 altında eşit zamanlı beklemeli salınım hareketini kamli mekanizmaların yanında servomotorlu, kol ve dişli-kol mekanizmaları da sağlamaktadır. Ancak beklemeli salınım hareketini sağlayan kol ve dişli-kol mekanizmaların çoğu kam mekanizması içermektedir.

2. Kaynak Özetleri

Beklemeli salınım hareketini sağlayan birçok kol ve dişli – kol mekanizma çeşidi

bulunmaktadır (Artobolevskiy, 1973). Ancak 180^0 altında eşit zamanlı beklemeli salınım hareketinin elde edilmesinde kam mekanizması içermeyen mekanizmaların sayısı birkaç taneyi geçmemektedir. Bu mekanizmalara örnek olarak aşağıdaki mekanizmalar verilebilir.

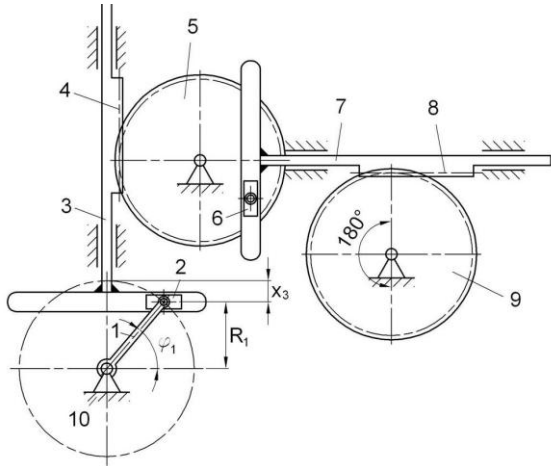


Şekil 3. Kol –biyel uzuvlarından oluşan çift beklemeli mekanizma (Abdulla ve Abdullayev 2011)

Şekil 3 incelendiğinde mekanizma 8 no'lu biyel, 3 ve 5 no'lu yönlendirici sürmelerin üzerinde monte edilmiştir ve 6-9 krank biyel mekanizmasından ileri –geri yer değiştirme hareketi almaktadır. Krankın 10 no'lu mili 2 no'lu dişli çarkın üzerinde işlenmiş deliğe yerleştirilmiş ve hareketsiz 3 no'lu dişli ile bağlantı oluşturan 4 no'lu pinyon dişlisine bağlanmıştır. 3 ve 4 dişli bağlantısının çevrim oranı ikiye eşittir.

Mekanizma, hareketini 1 no'lu tahrik dişlisinden alır. Krank biyel mekanizmasının 6 no'lu aksının merkezi 2 eksen boyunca dönme hareketinde bulunan 4 dişlisinin eksen boyunca dönme hareketi yapmaktadır. Mekanizmanın kenar durumlarında 6 no'lu aksın merkezi 60^0 'ye yakın bir açıda hareket aldığından 8 no'lu biyel bekleme yapmak zorunda kalmaktadır. Mekanizmanın yapısı karmaşık olduğundan pratikte kullanım alanı bulmamıştır (Abdulla ve Abdullayev 2011).

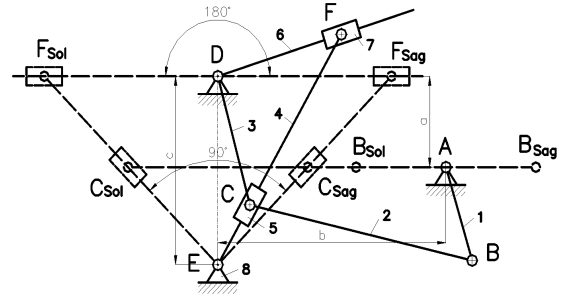
Armürlerde eşit zamanlı beklemeli salınım hareketi elde edilebilmesi için sentez edilmiş olan başka bir mekanizma Şekil 4'te gösterilmiştir. Mekanizma iki adet sinüs mekanizması ve iki adet dişli kramiyer mekanizması içermektedir.



Şekil 4. Sinüs mekanizmaları ve kramiyer dişlilerinden oluşan çift beklemeli mekanizma (Abdulla vd., 2009)

Sabit hızla dönme hareketinde bulunun 1 no'lu tahrik uzvundan alınan hareket birinci sinüs mekanizmasından 4 no'lu kramiyere ve oradan 5 dişlisine iletilir. Birinci sinüs ve kramiyer mekanizmalarının çevrim oranı tahrik uzvunun bir turunda 5 dişlisinin salınım hareketi almasını sağlayacak değerdedir. İkinci sinüs mekanizması ve ikinci dişlinin çevrim oranları ise 9 dişlisinin 180° açı altında salınım hareketi almasını sağlayacak değerlerde tasarlanmıştır. Sinüs mekanizmalarının kenar durumlarında artı ve eksi yönde hareketlerinin toplanması sonucu 9 dişlisi kenar durumlarda yaklaşık bekleme hareketi almış olmaktadır.

Beklemeli salınım hareketini sağlayan diğer mekanizma; 1 no'lu tahrik uzvuna sıra ile eklenmiş 2-3, 4-5 ve 6-7 uzuvlarından oluşan sıfır serbestlik derecesine sahip kinematik zincirlerden oluşmaktadır. Dokuma makinesinin ana milinden 1:2 oranında hareket alan 1 no'lu tahrik uzvunun dönme hareketi ABCD dört kol mekanizmasının yardımıyla DC uzvunun 94° 'lik salınım hareketine dönüştürülür. DC kolunun aldığı yer değişme DE eksenine göre simetrik kabul edildiğinden, kol kenar durumlarda EF kolu ile 90° 'ye yakın bir açı oluşturmaktadır.

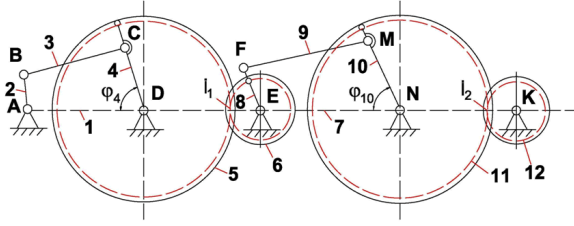


Şekil 5. 8 Uzuvlu çift beklemeli kol mekanizmasının kinematik şeması (Abdulla ve Yürük, 2006).

ABCD kol mekanizması kenar durumlara geldiğinde 1 kolunun önemli derecede dönmesine bakmayarak DE kolunun aldığı dönme açısı küçük olduğundan E noktasının çizdiği yörünge doğrudan az farklılık göstermektedir ve bu yörünge üzerinde yerleştirilmiş EF kolu bu süre içerisinde yaklaşık bekleme yaparak 6 no'lu kola hareket iletmez duruma gelmektedir. Böylece 6 no'lu kol bu zaman süresinde bekleme yapmak zorunda kalmaktadır. Aynı durum 6 kolunun sağ ve sol durumlarında tekrarlanmaktadır. Böylece 180° 'de çift bekleme hareketi elde edilmektedir. Sonuçta armür tahrik mekanizmalarında kullanılabilecek sekiz uzuvlu çift beklemeli kol mekanizması önerilmiştir (Abdulla ve Yürük, 2006).

3. Materyal – Metot

Rotatif armürlerin tahrik mekanizmasında özel rulmanlar içeren kam mekanizmalarının yerine alternatif olarak önerilen mekanizmanın tasarımı ve sentezi (Abdulla ve Abdullayev 2011)'in çalışmalarına benzer bir şekilde gerçekleştirilmiştir. Mekanizma, 8 uzuvlu, 180° 'de eşit ve çift beklemeli salınım hareketi yapacak şekilde tasarlanmış ve üretilmiştir. Mekanizmanın kinematik şeması Şekil 6'da verilmiştir.



Şekil 6. Yeni geliştirilen tahrik mekanizmasının kinematik şeması

Tahrik mekanizması, 2 no'lu tahrik uzvu ve bu uzva sıra ile eklenmiş 3-4, 5-6 ve 9-10 no'lu uzuvlarından oluşan sıfır serbestlik derecesine sahip kinematik zincirlerin eklenmesiyle oluşturulmuştur. Dokuma makinesinin ana milinden 1:2 oranında hareket alan 2 no'lu tahrik uzvunun dönme hareketi, ABCD dört kol mekanizmasının yardımıyla DC uzvunun $180^\circ + 2\delta^\circ$ lik salınım hareketine dönüştürülür. Burada δ açısı ek yer değiştirme açısıdır. DC kolunun yer değiştirmesi, DE eksenine göre simetrik olarak kabul edilebilir.

Mekanizma uzuvlarının boyutları ve konumları öyle seçilmiştir ki birinci dört kol mekanizması olan ABCD sağ kenar konumuna geldiğinde ikinci dört kol mekanizması EFMN sol kenar konumuna, birinci dört kol mekanizması ABCD sol kenar konumuna geldiğinde ise ikinci dört kol mekanizması EFMN sağ kenar konumuna gelmektedir.

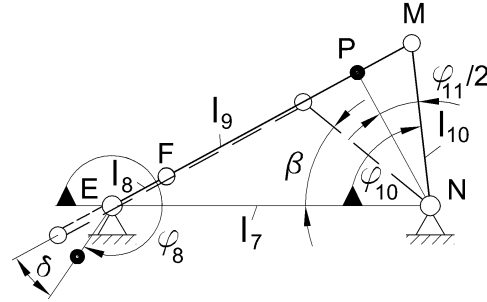
ABCD kol mekanizması kenar durumlarına geldiğinde 2 no'lu kolun dönüşü ihmal edilebilir. Bu durumda DE kolunun aldığı dönme açısı küçüktür ve E noktası belli bir süre içinde merkezi M noktasında yerleşmiş bir yay boyunca yer değiştirir, EF kolu da bu süre içerisinde yaklaşık bekleme yapmak zorunda kalmaktadır. Aynı durum EF kolunun sağ ve sol durumlarında tekrarlanır ve 12 no'lu dişlinin 180° dönmesinin sağlanması için EF kolunun uzunluğunun ayarlanması yeterli olmaktadır.

3.1. Tahrik mekanizmasının sentezi

Tasarımı tamamlanan yeni armür tahrik mekanizmasının bekleme ve salınım açıları hesaplanarak mekanizmanın sentezi gerçekleştirilmiştir. Armür makinesinin çalışabilmesi için 12'nolu dişlinin $180^\circ + 2\lambda$ açısı kadar beklemeli salınım hareketinde bulunması gerekmektedir. 12 no'lu dişlinin λ açısının değeri kilit mekanizmasının çalışma koşuluna bağlıdır. Şekil 6'dan 11 dişlisinin salınım açısı;

$$\varphi_{11} = \frac{\pi + 2\lambda}{i_2} = \frac{z_{11}(\pi + 2\lambda)}{z_{12}} \quad (1)$$

olarak bulunur. (1) eşitliğindeki i_2 ; 11-12 dişli çevrim oranıdır.



Şekil 7. EFMN dört kol mekanizmasının hesap şeması (Abdulla ve Abdullayev 2011)

(1) eşitliğinin yerine getirilmesini sağlayacak EFMN dört kol mekanizması uzuvlarının boyutları arasındaki bağıntılar Şekil 7'de verilmiş olan şemadan bulunabilir. Şekilden armürün ana milinin ileri ve geri salınım hareket sürelerinin eşitliği şartından dolayı 10 no'lu uzvun uzunluğu aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilir.

$$l_{10} = l_8 / \sin(\varphi_{11} / 2) \quad (2)$$

Tahrik mekanizmasının kenar durumlarında bekleme hareketinin elde edilmesi ve bekleme açısının büyüklüğü, 8 no'lu kolun sağ ve sol konumlarda δ açısı kadar ek yer değişme alması ile sağlanır. 8 no'lu kol 6 no'lu dişliye bağlı olduğundan δ açısı, 5 no'lu dişlinin dönme açısı ile ifade edilebilir.

$$\delta = (i_1 \varphi_5 - \pi) / 2 \quad (3)$$

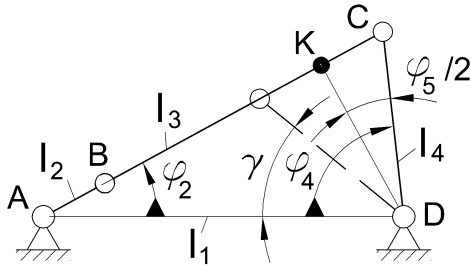
(3) eşitliğindeki i_1 ; 5 – 6 dişli çiftinin çevrim oranıdır. 4 no'lu kol, 5 no'lu dişli ile birlikte salınım hareketi yaptığından (3) eşitliğinden 4 no'lu kolun salınım açısı φ_4 yazılabilir.

$$\varphi_4 = \varphi_5 + \gamma = (\pi + 2\delta)/i_1 \quad (4)$$

EFMN dört kol mekanizması için öngörülen sentez şartları ABCD içinde geçerli olduğundan 4 no'lu kolun uzunluğu Şekil 8'de görüleceği üzere;

$$l_4 = l_2 / \sin(\varphi_4 / 2) \quad (5)$$

eşitliğinden bulunur.



Şekil 8. ABCD dört kol mekanizmasının hesap şeması (Abdulla ve Abdullayev 2011)

1 ve 7 no'lu uzuvların boyutları ise 2 ve 8 no'lu uzuvların boyutlarına oranla belirlenir.

$$l_1 / l_2 = k \text{ ve } l_7 / l_8 = m \quad (6)$$

olarak ifade edildiğinde, dört kol mekanizmalarının çalışma koşullarına göre k ve m ' inin sayısal değerleri 3' ün üzerinde seçilir.

3.2. Tahrik mekanizmasının analizi

Mekanizmanın tasarımı ve sentezi gerçekleştirildikten sonra analizi, SAM 6.1[®] programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Programın kullanımı için temel şart, mekanizmanın bir serbestlik derecesine sahip olması ve mekanizmaların oluşum kurallarına uygun olarak gerçek boyutlarda çizilmesidir. Analize mekanizmanın serbestlik derecesinin tespiti ile başlanmıştır. Mekanizmanın serbestlik derecesi:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 \quad (7)$$

eşitliği ile hesaplanabilir. Eşitlikteki n : Hareketli uzuv sayısı, p_5 : Bir serbestlik derecesine sahip eleman çifti sayısı, p_4 : İki serbestlik derecesine sahip eleman çifti sayısıdır. Mekanizma incelediğinde $n=7$, $p_5=9$ ve $p_4=2$ olduğu görülmektedir.

$$W = 3*7 - 2*9 - 2 = 1 \quad (8)$$

olarak hesaplanmıştır. Buna göre armür tahrik mekanizmasının serbestlik derecesi 1'dir.

Daha sonra mekanizmayı oluşturan uzuvların boyutlarının belirlenmesi gerekmektedir. Bunun için ilk önce λ ve δ açılarının değerlerinin seçilmesi gerekmektedir. λ açısının değeri, armürün seçim mekanizmasındaki kilit mekanizmasının çalışma koşuluna bağlı olduğundan kinematik analizlerde sifıra eşittir. δ açısının değeri, bekleme açısını ve bekleme açısının toleransını belirlediğinden ilk hesaplarda bu açı makbul bir değerde seçilebilir ve ilk analizde $\delta=6^\circ$ olarak seçilmiştir.

Konstrüksiyon ilkeleri, göz önünde bulundurularak EFMN dört kol mekanizmasının 8 no'lu tahrik uzvunun uzunluğu 38 mm, 9 no'lu uzvun ise uzunluğunu 256,5 mm seçilmiştir. Bu durumda 11 no'lu dişlinin salınım açısı φ_{11} ve 10 no'lu uzvun uzunluğu l_{10} (1) ve (2) eşitliklerinden hesaplandığında;

$$\varphi_{11} = \frac{z_{12}(\pi + 2\lambda)}{z_{11}} = \frac{22(180 + 2*0)}{66} = 60^\circ \quad (9)$$

$$l_{10} = l_8 / \sin(\varphi_{11} / 2) = 38 / \sin(60 / 2) = 76 \text{ mm} \quad (10)$$

olarak bulunur. 7 no'lu uzvun boyutu, Şekil 7'nin geometrik analizinden bulunabilir:

$$l_7 = \sqrt{l_9^2 + l_{10}^2 - l_8^2} = \sqrt{(256,5)^2 + 76^2 - 38^2} = 264,81 \text{ mm} \quad (11)$$

5 dişlisi ve ona bağlı olan 4 kolunun dönme açısı φ_5 , (4) eşitliğinden bulunur:

$$\varphi_5 = (\pi + 2\delta) / i_1 = \frac{z_6(\pi + 2\delta)}{z_5} = \frac{22(180 + 2 \cdot 6)}{66} = 64^\circ \quad (12)$$

ABCD dört kol mekanizmasını oluşturan AB ve BC uzuvlarının boyutları, konstrüksiyon ilkeleri ışığında $l_2 = 38 \text{ mm}$ ve $l_3 = 118 \text{ mm}$ olarak belirlenmiştir. Buna göre Şekil 8'den CD ve AD uzuvlarının uzunlukları;

$$l_4 = l_2 / \sin(\varphi_5 / 2) = 38 / \sin(64 / 2) = 71,71 \text{ mm} \quad (13)$$

$$l_1 = \sqrt{l_3^2 + l_4^2 - l_2^2} = \sqrt{118^2 + 60,39^2 - 38^2} = 132,75 \text{ mm} \quad (14)$$

olarak hesaplanır. Böylece mekanizmanın uzuvlarının boyutları hesaplanmıştır.

Yeni önerilen armür tahrik mekanizmasının tasarımı, sentezi ve analizi yapıldıktan sonra SAM 6.1[®] programıyla mekanizmanın çalışabileceği teorik olarak saptanmıştır ve aynı program kullanılarak mekanizmanın konum, hız ile ivme analizleri yapılmıştır. Elde edilen analiz sonuçları araştırma bulgularında verilmiştir.

Tahrik mekanizmasının SAM 6.1[®] programıyla elde edilmiş olan kinematik parametreleri teorik parametrelerdir ve gerçek mekanizmada var olan gerek üretim gerek montaj hataları gerekse makine elemanlarında var olan ara boşluklarından dolayı gerçek kinematik parametrelere göre farklılık gösterebilmektedir. İşte bu yüzden tahrik mekanizmasının çalışabilirlik testlerine gerek duyulmuştur.

Mekanizmanın çalışabilirlik testleri için elde edilen hesaplamaların sonuçlarına göre deney seti üretilmiştir. Deney setinde mekanizmanın otomatik olarak çalıştırılabilmesi için 2 beygir gücünde 50 HZ'lik elektrik motoru, motor devrinin ayarlanabilmesi için redüktör kullanılmıştır. Şekil 9'da motor ve redüktörün sisteme montaj durumu gösterilmiştir.



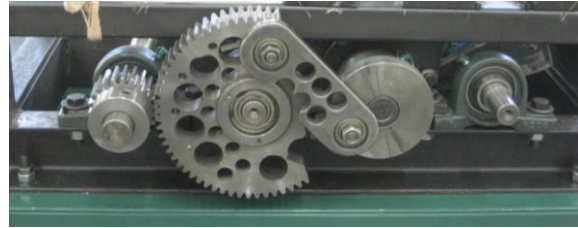
Şekil 9. Motor ve redüktörün montaj durumu

Daha sonra deney setinin ayarlamaları da tamamlanarak sabit montajları yapılmıştır. Şekil 10'da ayarları yapılmış olan mekanizmanın sabit montaj durumu mekanizmanın sağ tarafından gösterilmiştir.



Şekil 10. Tahrik mekanizması sabit montaj durumu (sağ taraf)

Şekil 11'de ise ayarları yapılmış olan mekanizmanın sabit montaj durumu, makinenin sol tarafından gösterilmiştir.



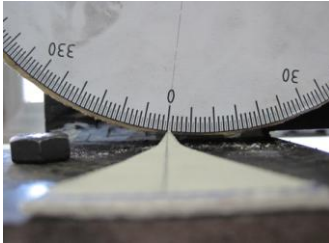
Şekil 11. Tahrik mekanizması sabit montaj durumu (sol taraf)

Daha sonra tahrik mekanizmasının çalışabilirlik testlerinin yapılabilmesi için önce çıkış milinin açılma yer değiştirme durumu ve çalışma hızı araştırılmıştır. Çıkış milinin açılma yer değiştirmesinin tespiti için, Yılmaz (2011)'in çalışmasına benzer bir yöntemle mekanizmanın giriş ve çıkış

millerine ölçme hassasiyeti 1^0 'ye eşit açı ölçme düzenekleri yerleştirilmiştir. Aşağıda mekanizmanın giriş ve çıkış millerinin ölçümünde kullanılan açı ölçme düzenekleri gösterilmiştir.



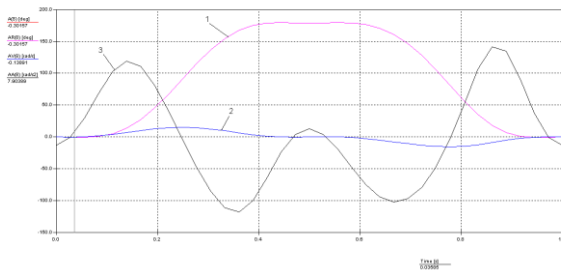
Şekil 12.a. Giriş mili açıölçeri



Şekil 12.b. Çıkış mili açıölçeri

4. Araştırma Bulguları

Tahrik mekanizmasının ayarları tamamlandıktan sonra yapacağı hareketler SAM 6.1® programı ile hesaplanarak konum, hız ve ivme analizleri yapılmıştır. Daha önce kinematik analizleri yapılan mekanizmanın SAM 6.1® programında çizilmiş olan analiz grafikleri Şekil 13'te verilmiştir.

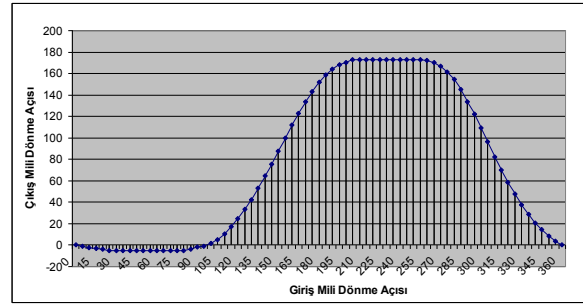


Şekil 13. 9 no'lu dişlinin SAM 6.1®'de çizilmiş açısal konum (1), hız (2) ve ivme (3) grafikleri

SAM 6.1® programı yardımıyla tahrik mekanizmasının analizinde, sistemin çalışma hızı $n=60$ dev/dak olarak seçilmiştir. Seçim mekanizmasındaki kilitlerin çalışma koşuluna bağlı olarak seçilen λ açısının değeri ise 0^0 'a eşit olması şartıyla 1 no'lu

diyagramdan 9 no'lu dişlinin kenar durumlarda aldığı bekleme açılarının $\varphi_{9bek sağ} = 63^0$ ve $\varphi_{9bek sol} = 60^0$ olduğu görülmüştür. Dokuma makinesinin ana milinin 126^0 ve 120^0 'lik dönüşüne eşit olan bu değerler, armür programının okunması ve uygulanması için öngörülen değerlere eşittir. Kinematik analizlere göre ve SAM 6.1® programında $n = 60$ dev/dak için çizilen bu grafikler, (Abdulla ve Abdullayev 2011)'in çalışmalarıyla büyük benzerlik göstermiştir.

Mekanizmanın pratikte çalışabilirlik deneyleri için giriş milinin (motor mili) her 5^0 'lik dönüş açısı için çıkış milinin dönme açısı ölçülmüştür ve elde edilen verilere göre Excel® programında çıkış milinin açısal yer değiştirme grafiği çizdirilmiştir. Şekil 14'te bu grafik verilmiştir.



Şekil 14. Mekanizmanın çıkış milinin açısal yer değiştirme grafiği

Mekanizmanın çıkış milinin açısal yer değiştirme grafiğinde, giriş milinin 360^0 'lik dönüşünde çıkış milinin beklemeli bir hareket eğrisi çizdiği görülmektedir. Bu hareket eğrisi incelendiğinde mekanizmanın giriş mili $25^0 - 80^0$ ve $205^0 - 260^0$ aralığında hareket ederken çıkış milinin bekleme yaptığı gözlemlenmiştir. Yani çıkış mili hem sağ hem de sol ölü konumlar olarak tarif edilen durumlarda yaklaşık olarak 55^0 bekleme yapmaktadır.

Her iki grafik incelendiğinde armür tahrik mekanizmasının hareket eğrisi ile SAM 6.1® programından elde edilen hareket eğrisi birbirine benzemektedir. Ayrıca mekanizmanın bekleme açılarının teorik değerleri deney değerleriyle karşılaştırıldığında yaklaşık 5^0 'lik gibi az bir

farklılık gösterdiği görülmektedir. Teorik ve pratik değerler arasındaki bu sapma makine elemanları arasındaki boşluklardan olabileceği düşünülmektedir. Bu haliyle yeni tasarlanan mekanizmanın armür makinelerinde kullanılan kam mekanizmalarının yerine kullanılabileceği tespit edilerek önerilmiştir.

5. Sonuç

Klasik rotatif armürlerde armür ana milinin beklemeli dönme hareketini sağlamak için tahrik mekanizmasında özel rulmanlara sahip kamlar kullanılmaktadır. Bu çalışmada, sekiz uzuvlu, eşit ve çift beklemeli 180^0 'de salınım hareketi yapan yeni bir tahrik mekanizmasının tasarımı ve sentezi gerçekleştirilmiştir.

Mekanizmanın SAM 6.1[®] programı yardımıyla ve deney seti üzerinde yapılan araştırmalar sonucunda, mekanizmanın giriş mili $25^0 - 80^0$ ve $205^0 - 260^0$ aralığında hareket ederken çıkış milinin bekleme yaptığı gözlemlenmiştir. Yani çıkış mili hem sağ hem de sol ölü konumlar olarak tarif edilen durumlarda yaklaşık olarak 55^0 bekleme yapmaktadır ve araştırma sonuçları bekleme açılarının hem teorik hem de deney değerlerinin 5^0 gibi az farklılık gösterdiğini ve dolayısıyla sentezi yapılan 8 uzuvlu mekanizmanın rotatif armürlerde kam mekanizmalarının yerine kullanılabileceği ortaya koyulmuştur.

Teşekkür

2126-D-10 No'lu Proje ile çalışmamızı maddi olarak destekleyen Süleyman Demirel Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Yönetim Birimi Başkanlığı'na teşekkür ederiz.

6. Kaynaklar

[1] Abdulla, G., Palamutçu, S., Hasçelik B., Soydan, S., A., 2006. Dokuma Makinelerinde Ağzlık Açma Mekanizmalarının

Araştırılması ve Modernizasyonu. DPT Projesi, 2003K120950, Ankara, 138s.

[2] Abdulla, G., Akçalı, K., Abdullayev, R., 2009. Analysis and Synthesis of Gear-lever Mechanism Which Makes an Oscillation Movement Below 180 Degree for Rotary Dobbies. International Symposium on Engineering and Architectural Sciences of Balkan, Caucasus and Turkic Republics, 22-24 October, Isparta, pp.148-155.

[3] Abdulla, G., Abdullayev, R., 2011. An Investigation About The Dobby Drive Mechanism, ICONTEX 2011 International Congress of Innovative Textiles, 20-22 October, İstanbul, pp. 84-91.

[4] Adanur, S., 2001. Handbook of Weaving. Technomic Publishing Company, Pennsylvania, 429pp.

[5] Akçalı, K., 2010. Armür Makinelerindeki Program-kilit Mekanizmalarının İncelenmesi ve Tasarımı. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 126s.

[6] Alpay, R., 1985. Dokuma Makineleri. Uludağ Üniversitesi Yayınları, 1, Bursa, 291s.

[7] Anonymous, 1999. Staubli High – Performance Rottary Dobby 2000. CH – 8810 Horgen, Schweiz.

[8] Artobolevskiy, İ., 1973. Mexanizmi Sovremennoy Mexanike, v3 – xt, . Moskova, pp.1-3.

[9] Başer, G., 1998. Dokuma Tekniği ve Sanatı. Cilt 1, TMMOB Tekstil Mühendisliği Odası Yayınları, Yayın No: 2, İstanbul, 150s.

[10] Can, Ö., 2012. Armürlü Ağzlık Açma Mekanizmalarının Çalışma Performansının Araştırılması ve Yeni Armür Tasarımı. Doktora Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 186s.

- [11] Eren, R., 1985. Ağızlık Açma Mekanizmalarının Tasarımı. Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 132s.
- [12] Eren, R., 2000. Armürlü Ağızlık Açma Mekanizmaları. Tekstil Maraton Dergisi, 5, 46 – 55.
- [13] Eren, R., Özkan, G., Turhan, Y., 2008. Kinematics of Rotary Dobby and Analysis of Heald Frame Motion in Weaving Process, Textile Research Journal, 78, 1070.
- [14] Lord, P., R., Mohammed, M.H., 1982. Weaving: Conversion of Yarn to Fabric, Merrow Publishing Co. Ltd., Manchester, 368 pp.
- [15] Talavasek , O., Svyatyy, V., 1985. Beşçelnoçnie Tkatskiye Stanki. Legpromizdat, Moskova, 320pp.
- [16] Yılmaz, N., 2011. Armür Makinelerinde Kullanılan Tahrik Mekanizmalarının İncelenmesi ve Tasarımı. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 147s.