

Tekstil ve Makina Dergisi'nin 1989 yılı başında yeniden oluşturulan Yayın Kurulu 4 Mart 1989 günü ilk toplantısını yapmış ve Yayın Kurulu Başkanlığı'na Prof.Dr.Güngör BAŞER, Başkan Vekilliği'ne Prof.Dr.Erhan KIRTAY yeniden seçilmişlerdir. Derginin genel içerik ve düzenlemesine ilişkin yapılan değerlendirmeler sonucunda ana bölümler, Makaleler, Kısa Bildiriler, İş Dünyası, Süreli Yayınlar ve Odadan Haberler olarak belirlenmiş, özellikle Kısa Bildiriler ve İş Dünyası bölümlerinin zengin bir içerikle geliştirilmesi yönünde çalışma yapılmasına karar verilmiştir. Bu çalışmalara değerli yazar ve okuyucularımızın yanında çeşitli tekstil kuruluşlarının da katkılarını bekliyoruz.

Bu sayıda şişli tezgahlarda kanca taşıyıcıları tahrik mekanizmaları ve oto döşemeleri gibi teknik konulardaki iki makale yanında İngiltere'de tekstil eğitimini konu alan bir makale ve Yapma Liflerin Standardizasyonu için Uluslararası Büro BIS-FA'nın 60'ıncı Kuruluş Yıldönümü dolayısıyla tüm dünya ülkelerine yayınladığı bildiri yer almaktadır. Bu sayıda ayrıca bir de kısa bildiri bulunmaktadır. Daha önceki sayılarda da değindiğimiz gibi Kısa Bildiriler bölümünü endüstriyel uygulamalarla ilgili bir gözlemin, sınırlı bir deneyin, bir yeniliğin özlü bir biçimde okuyuculara aktarılmasını amaçlayan kısa makaleler için açmıştık. Burada bu bölüme dergimizde daha önce yayımlanan makalelere yapılacak eklemelerin, bu yazılarla ilgili eleştiri, tartışma ya da yorumları içeren yazıların da gönderilebileceğini duyurmak isteriz. Böylece yazarlar ve okuyucular arasında bilgi alışverişi ve haberleşme sağlamayı amaçlıyoruz.

Saygılarımızla
YAYIN KURULU

Dokuma Makinalarında Şiş Tahrik Mekanizmaları Üzerine

Yüksel YILMAZ
Doç.Dr.

İTÜ Makina Fak.Tekstil Böl. İSTANBUL

Bu çalışmada şişli dokuma makinalarında şiş tahrik mekanizmaları ele alınmış kinematik büyüklükleri analitik olarak incelenmiştir.

UBER DIE KINAMATIK DES ANTRIEBSGETRIEBES VON GREIFER BEI WEBSTUHLN
Mit diesem Aufsatz wird die greifer Getriebe des Webstuhl behandelt. Die kinematische Größen des Greifergetriebes wird mit der analytischen Methode gefunden.

ON THE RAPIER DRIVE MECHANISM IN THE WEAVING MACHINES
The rapier drive mechanism on the rapier weaving machines are considered in this work and their kinematic magnitudes are examined analytically.

1. GİRİŞ

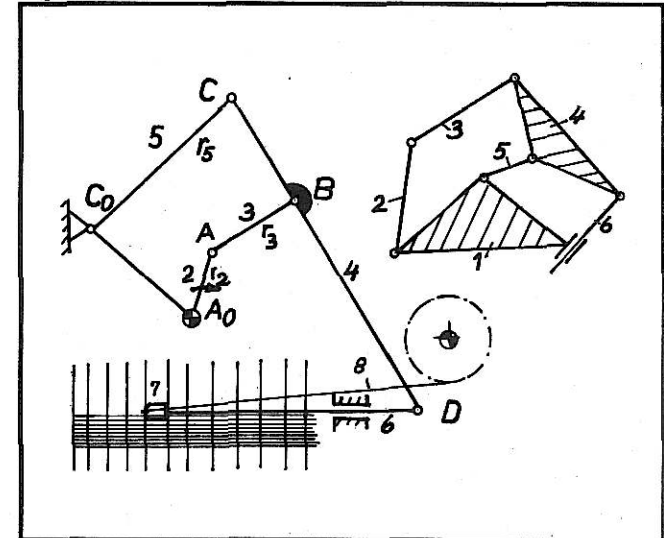
Mekikli ve mekikcikli dokuma makinalarında mekik ve mekikcikli fırlatıldıktan sonra bunların fırlatıcı mekanizma ile mecburi hareketliliği ortadan kalkmaktadır. Dokuma tezgahlarında atkı taşıyıcı ile buna bağlı mekanizma arasında mecburi hareketliliğin sağlanması konstrüksiyon yönünden çeşitliliği artırmaktadır. Dokuma makinalarında mecburi hareketli mekanizmalarla atkı atma işleminin gerçekleştirilmesi, mecburi hareketli mekanizmalarda mekanizma uzuvlarına ait her noktanın yörüngesi tahrik tarzına bağlı olmaksızın belirli olduğundan, kinematik büyüklüklerin bulunabilmesi olanağını vermektedir. Bu düşünceden hareket edilerek günümüzde şişli (kancalı) dokuma makinalarının imalatı mekikli ve mekikcikli dokuma makinalarına kıyasla tercih sebebi olmaktadır. Bu arada, atkı atma hızını daha da arttırmak amacıyla, su ve hava jetli dokuma makinalarının imalatının gerçekleştirildiğini söylemek gerekir, ancak mecburi

hareketlilik yönünden bu makinalar sorun çıkarılmaktadır. Bu nedenledir ki bazı deneyimli dokuma makinası yapan firmalar henüz deneme periyodunun dışına çıkamamışlardır.

Dokuma makinalarında temel problemlerin başında atkı atma işleminin nasıl ve ne tarzda gerçekleştirilmesi gerektiği gelmektedir. Makinalarda mecburi hareketlilik kavramından bakıldığında şişli dokuma makinalarının imalatından başka çözüm olmadığından, bu makinalarda atkı atma işlemini gerçekleştiren, diğer kelimelerle kanca taşıyıcı uzvu tahrik eden mekanizmaları gözden geçirmek konstrüksiyonculara, tekstil mühendis ve teknisyenlerine çok yararlı olacaktır. Bu mekanizmaların temeli, tahrik milindeki dönme hareketini kanca taşıyıcı uzvunda gidip gelme (öteleme) hareketine dönüştürmekten ibarettir. Aşağıda kanca taşıyıcının, mecburi hareketliliği bozmadan tahrik eden ve uygulamada karşılaşılan üç ayrı mekanizma ele alınmış ve bunların kinematik özellikleri üzerinde durulmuştur.

2. KANCA TAŞIYICISININ TEK TARAFTAN TAHRİK MEKANİZMASI

Genelde şişli dokuma makinalarında atkı kanca tarafından yakalanarak, kanca taşıyıcı uzuv (şiş) yardımıyla çözümlü düzlemde bir taraftan diğer tarafa kadar taşınır. Kanca taşıyıcı uzuv sert veya esnek malzemenin tahrik mekanizmasının özelliğine uygun olarak şekillendirilir. Amaç mekanizmaların kinematiği olduğundan şiş ve tahrik mekanizmalarının konstrüksiyonu üzerinde durulmayacaktır. Dokuma makinalarında ana tahrik mili çözümlü düzlemine paralel veya buna dik konumlu olabilir. Atkı ipliği çözümlü düzlemde bir taraftan diğer tarafa taşındığından bu işlem tek şişle gerçekleştirilmektedir (Şekil 1).



Şekil 1. a) Şema, b) Kinematik Zincir, 2 tahrik uzvu, 6 kanca taşıyıcısı (şiş), 7 kanca, 8 atkı ipliği

Mekanizma düzlemsel olup 6 uzvucludur ve mecburi hareketlidir (uzuv sayısı n=6, mafsal serbestlik derecesi 1 olan mafsal sayısı g=1, F=15-14, F=1) Mekanizma, 2 uzvundan tahrik edilmektedir. Şimdi 6 uzvunun (şişin) konum, hız ve ivme bağlantıları bulalım. Her uzvun konumu sabit uzuvla yaptığı açıyla belirlensin (Şekil 2), $|A_0A|=r_2$, $|AB|=r_3$, $|BD|=r_4$, $|DH|=r_6$ ve $A_0H=r_7$, $C_0C=r_5$, $|A_0C_0|=r_1$ ile gösterilsin. $A_0HDC_0A_0$ kapalı çokgeninden (Şekil 2-a).

$$\vec{r}_7 + \vec{r}_6 + \vec{r}_4 + \vec{r}_5 - \vec{r}_1 = 0 \quad (1)$$

vektörel eşitliği yazılıp buradan da

$$r_7 \cos \phi_{71} + r_6 \cos \phi_{61} + r_4 \cos \phi_{41} + r_5 \cos \phi_{51} - r_1 \cos \phi_{11} = 0 \quad (2)$$

$$r_7 \sin \phi_{71} + r_6 \sin \phi_{61} + r_4 \sin \phi_{41} + r_5 \sin \phi_{51} - r_1 \sin \phi_{11} = 0 \quad (3)$$

bağlantıları yazılabilir. $\phi_{71} = \frac{3\pi}{2}$ ve $\phi_{61}=0$ ve ϕ_{11} açısı da sabit olduğundan,

$$\lambda_{41} = r_4 / r_1, \lambda_{51} = r_5 / r_1, \lambda_{61} = r_6 / r_1, \lambda_{71} = r_7 / r_1$$

$$\lambda_{61} = \cos \phi_{11} - \lambda_{41} \cos \phi_{41} \pm \sqrt{\lambda_{51}^2 - (\lambda_{71} + \sin \phi_{11} - \lambda_{41} \sin \phi_{41})^2} \quad (4)$$

konum bağlantısı elde edilmiş olur. Hız ve ivme bağlantılarını bulmak için t zamanına göre türev alınır. Hız

$$v_{61} = \frac{d\lambda_{61}}{dt} = \lambda_{41} \sin \phi_{41} \dot{\phi}_{41} \pm \frac{(\lambda_{71} + \sin \phi_{11} - \lambda_{41} \sin \phi_{41}) \lambda_{41} \cos \phi_{41} \dot{\phi}_{41}}{\lambda_{51}^2 - (\lambda_{71} + \sin \phi_{11} - \lambda_{41} \sin \phi_{41})^2} \quad (5)$$

ve ivme,

$$k = \lambda_{71} + \sin \phi_{11} - \lambda_{41} \sin \phi_{41} \quad (6)$$

$$a_{61} = \cos \phi_{41} \dot{\phi}_{41}^2 \pm \frac{(\sin \phi_{41} - k) \sin \phi_{41} - \lambda_{41} (\lambda_{51}^2 - k^2) \cos \phi_{41}}{(\lambda_{51}^2 - k^2)^{3/2}} |\lambda_{41} \omega_{41}^2| \quad (7)$$

olarak bulunur. Sayısal örnek olarak $\phi_{11} = \pi/2$,

$\lambda_{51} = 8$ ve $\lambda_{71} = 1$, $\lambda_{41} = 5$ alınarak ϕ_{41} 'in bazı değerleri için λ_{61} , v_{61} ve a_{61} hesaplanırsa, Tablo 1'deki değerler elde edilir.

Böyle bir mekanizmada kancayı taşıyan uzuv hız ve ivme bağlantılarından görüleceği gibi darbeleri ve gürültülü çalışır. Bunun sonucu olarak da atkı

Tablo 1: Örnek Kanca Taşıyıcısı Tahrik Mekanizmasında Konum, Hız ve İvme Değişimi.

ϕ_{41}	λ_{61}	v_{61}	a_{61}
0°	2.7459667	1.290900	0.311488
60°	5.1531371	3.568991	0.890338
120°	10.153137	5.091263	-0.76123
180°	12.745967	-1.29090	-8.01224
240°	7.391778	-7.565139	3.038174
300°	2.391778	-1.095116	-0.519580
360°	2.7459661	2.290900	1.55744

düzensiz atalet kuvvetlerinin etkisinde kalır. Atkının kopmaması için seçilen atkı ipliklerinin bu düzensiz kuvvetlere karşı dayanıklı olması gerekir. Kanca ve kancayı taşıyan şişin kütleleri toplamı m ile gösterilirse atkı ipliğine şişin hareketinden kaynaklanarak iletilen kinetik enerji

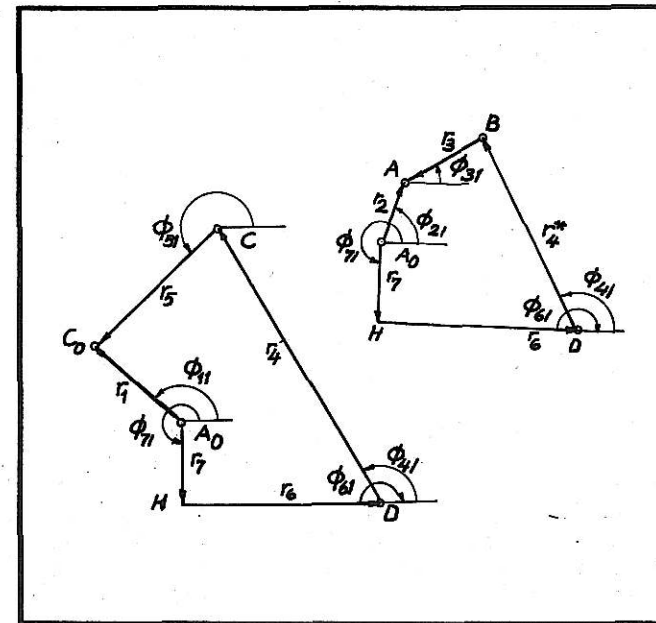
$$E_k = \frac{1}{2} m v_{61}^2 \quad (8)$$

olmaktadır. Doğrusal harekete katılan atkı ipliğinin kütlelerini m_i ile gösterelim. Atkı ipliğine hareket doğrultusu yönünde uygulanan F kuvveti ise, $e = 2,7182818 \mu$ iplikler arasındaki sürtünme kuvvetini ve α sarılma açısını göstermek üzere

$$F_i (e^{\mu\alpha} - 1) = m_i a_{61} \quad (9)$$

bağlantısı ile hesaplanabilir.

Vektörel eşitlik A_0HDBA_0 kapalı çokgeni için yazılırsa (Şekil 2-b)



Şekil 2. Şişin tahrik mekanizmasında vektörel şema.

$$r_7 \cos \phi_{71} + r_6 \cos \phi_{61} + r_4 \cos \phi_{41} + r_3 \cos \phi_{31} - r_2 \cos \phi_{21} = 0 \quad (10)$$

$$r_7 \sin \phi_{71} + r_6 \sin \phi_{61} + r_4 \sin \phi_{41} + r_3 \sin \phi_{31} - r_2 \sin \phi_{21} = 0 \quad (11)$$

$$(10) \text{ ve } (11) \text{ bağlantıları yardımıyla, } \lambda_{31} = r_3 / r_1, \lambda_{21} = r_2 / r_1, \lambda_{41}^* = r_4^* / r_1 \text{ olmak üzere}$$

$$(\lambda_{61} + \lambda_{41}^* \cos \phi_{41} - \lambda_{21} \cos \phi_{21})^2 + (-\lambda_{71} + \lambda_{41}^* \sin \phi_{41} - \lambda_{21} \sin \phi_{21})^2 - \lambda_{31}^2 = 0 \quad (12)$$

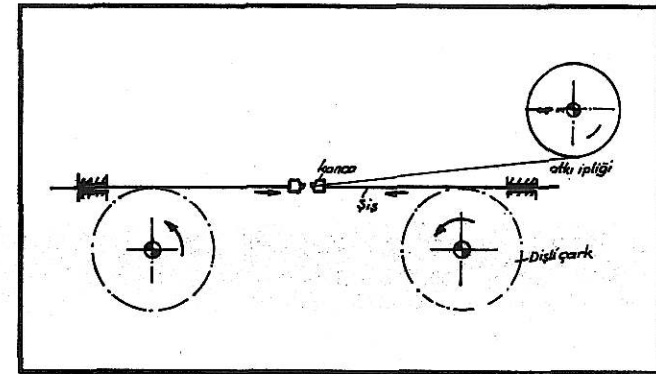
elde edilir. (4) bağlantısı (12) de yerine yazılırsa

$$F(\phi_{21}, \phi_{41}, \lambda_{21}, \lambda_{31}, \lambda_{41}, \lambda_{41}^*, \lambda_{51}, \lambda_{71}) = 0 \quad (13)$$

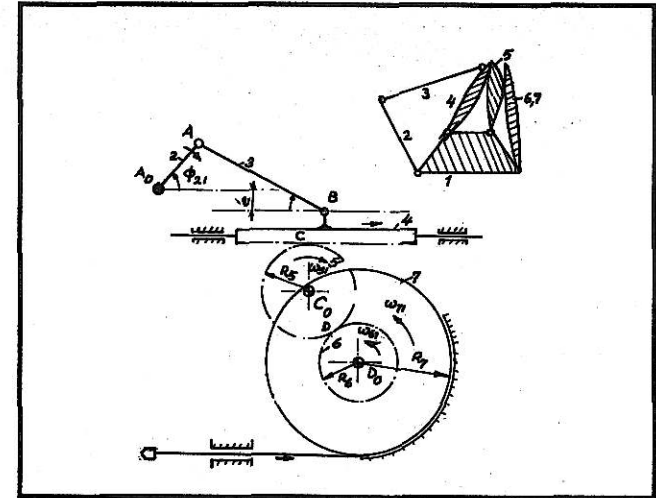
şeklindeki matematiksel bağlantı bulunur. Bu denklemden $\lambda_{21}, \dots, \lambda_{71}$ parametre alınarak ϕ_{41} açısı ϕ_{21} açısının fonksiyonu olarak hesaplanır ve tekrar (4), (5) ve (7) denklemlerine gidilerek λ_{61} konumu, v_{61} hızı ve a_{61} ivmesi bulunmuş olur.

3. ÇİFT TARAFTAN KANCA TAŞIYICILARI TAHİRİK MEKANİZMASI

Kanca taşıyıcısının (şişin) tek taraftan tahrikinde şiş bir doğrultuda atkı ile giderken dönüşte atkısızdır. Şişin geriye atkı ipliksiz dönüşünde fazla zaman kaybedildiğinden dokuma hızı azalmış olmaktadır. Ayrıca dokuma genişliğinin fazla olması şişin rijit olarak konstrüksiyonunu gerektirir. Bunun sonucunda ise dokuma makinasının atkı doğrultusundaki boyutu en azından şişin uzunluğu kadar artar. Şişin hareketi esnasında boyunun fazla oluşu, her ne kadar şişin rijid olduğu düşünülse bile, önceden hesaba katılmayan dinamik ve konstrüktif sebeplerle titreşimlerin ortaya çıkmasına kaynak teşkil eder. Dokuma hızının artırılması, dokuma esnasında dinamik etkilerin azaltılması ve dokuma makinasının toplam boyutlarının küçültülmesi amacıyla tek taraftan tek şiş tahrik mekanizması yerine uzunlukları yaklaşık dokuma genişliğinin yarısı olacak tarzda iki şiş ve böylece birbirinin simetriği iki şiş tahrik mekanizması ortaya çıkmaktadır. Bu durumda şiş rijid veya esnek malzemeden olabilir. Eğer şiş rijid düşünülürse, tek şişin kullanıldığı dokuma makinalarına kıyasla dokuma makinasının eninde boyut yönünde kazanç yoktur. Fakat gerek konstrüktif gerekse dinamik yönden daha uygun bir mekanizmaya kavuşmuş olunur. Çift ve birbirinin simetriği olan böyle bir mekanizmada bir taraftaki kanca ve kanca taşıyıcısı atkı ile birlikte çözgü (ağızlık) içinde dokuma eni doğrultusunda dokuma eninin yarısı kadar strokta ortaya ilerlerken diğer taraftaki kanca ve taşıyıcısı boş olarak ortaya gelir. Ortaya yakın bir yerde atkı kanca tahrik mekanizması yardımıyla dolu olandan boş olan kancaya aktarılır. Böylece dolu olan şiş boş, boş olan şiş



Şekil 3. Çift taraflı şiş tahrik mekanizması



Şekil 4. Elastik şişin tahrik mekanizmasının kinematik şeması. 2 Krank, 3 biyel, 4 kramayer, 5,6 dişli çarklar, 7 tambur, 8 elastik kanca taşıyıcısı (şiş), 9 kanca.

te dolu olarak ilk konumlarına dönerler. Ve bu esnada da atkı bir taraftan diğer tarafa iletilmiş olur. Şekil 3' de böyle bir mekanizma şematik olarak gösterilmiştir.

Şimdi böyle bir mekanizmanın simetrik olmasından dolayı bir tarafı ele alalım. Şiş elastik malzemeden yapılmıştır ve bir tambura sarılabilir özelliğe sahiptir (Şekil 4). Prensipte şemasında 4 uzvun 5 dişlisi ile eş çalışacak tarzda kramayer olacak şekilde konstrüksiyon değişikliği yapılmıştır. Tahrik 2 uzvundan olup 8 şişin hareketi 7 tamburuna bağlı 6 dişlisi ile gerçekleştirilmektedir.

4 numaralı kramayerin konumu, burada e stroku $\lambda_4 = \frac{S_{41}}{r_2}$, $\lambda_3 = r_3 / r_2$ ve $\lambda_e = e / r_2$ yi göstermek üzere,

$$\lambda_4 = \cos \phi_{41} \pm \sqrt{\lambda_3^2 - (\sin \phi_{21} - \lambda_e)^2} \quad (14)$$

olarak bulunur. Buradan da t ye göre türev alınarak hız için $k_1 = \sin \phi_{21} + \lambda_e$ kısaltmasıyla

$$v_{41} = \left| -\sin \phi_{21} \pm \frac{k_1 \cos \phi_{21}}{\sqrt{\lambda_3^2 - k_1^2}} \right| \omega_{21} \quad (15)$$

ivme için

$$a_{41} = \frac{(\lambda_3^2 \lambda_2^2 \cos^2 \phi_{21} - \lambda_1 \sin \phi_{21}) \lambda_2^2 \cos^2 \phi_{21}}{(\lambda_3^2 \lambda_2^2 \sin^2 \phi_{21} + \lambda_1^2)} \omega_{21}^2 \quad (16)$$

bağıntıları elde edilir.

Kanca taşıyıcı şişin hızı ise $\lambda_{78} = R_8/R_7$ kısaltmasıyla

$$v_{81} = \lambda_{78} \cdot v_{41} \quad (17)$$

ivmesi

$$a_{81} = \lambda_{78} \cdot a_{41} \quad (18)$$

olacaktır. $\lambda'_{41} = v_{41}/\omega_{21}$ ve $\lambda''_{41} = a_{41}/\omega_{21}^2$, $\lambda_3 = 4$ ve $\lambda_e = 0,2$ alınarak ϕ_{21} konum açısının bazı değerleri Tablo 2 de gösterilmiştir.

Tablo 2. Çift Taraftan Kanca Taşıyıcıları Tahrik Mekanizmasında Konum, İvme ve Hız Değişimi

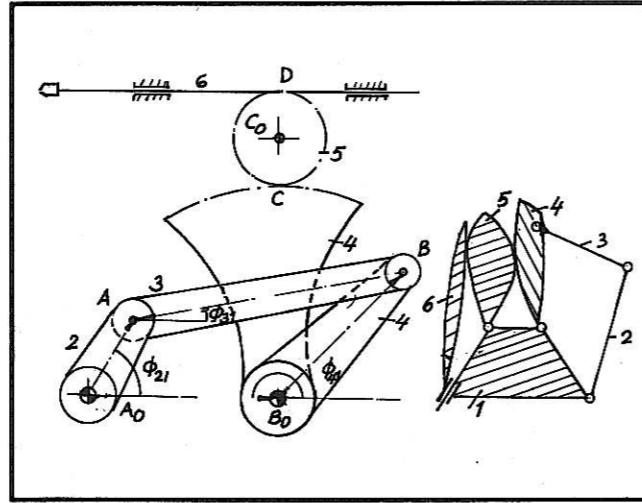
ϕ	λ_4	λ'_4	λ''_4
0°	4.994997	-0.050062	-1.25009406
60	4.3553327	-1.0042782	-0.33034
120°	3.3553327	-0.72777	0.66965
180°	2.9949969	0.050062	0.74905
240°	3.4441615	0.7815967	0.5810479
300°	4.4441615	0.95045	-0.41895
360°	4.994965	-0.050062	-1.2509406

Dokuma makinasının şiş nedeniyle boyutundaki artış göz önüne alınmadığı zaman, bu çoğu kere mümkün olmaktadır, elastik şiş yerine rijid şiş öngörülür. Böylece elastik şişin elastikliğinden kaynaklanan belirsizlikler ortadan kaldırılmış olmaktadır. Şişin rijid olarak öngörüldüğü tahrik mekanizmasının simetriklik nedeniyle sadece bir tarafının kinematik şeması şekil 5' de görülmektedir. 6 şişinin konstrüksiyonu 5 dişli çarkı ile eş çalışacak tarzdadır. Tahrik 2 kolundan 3 uzvu aracılığı ile 4 uzvuna iletilmektedir. 4 uzvu 3 uzvuna B noktasında döner mafsallı olup diğer taraftan 5 dişli çarkı ile eş çalışacak şekilde bu uzuvla yüksek eleman çifti oluşturmaktadır.

$A_0A_2 = r_2$, $|AB| = r_3$, $|B_0B| = r_4$ ve konum açıları ϕ_{21} , ϕ_{31} ve ϕ_{41} olmak üzere $B_0A_0ABB_0$ kapalı çokgeninde vektörel eşitlik yazılır ve $\phi_{11} = 0$ olduğu göz önünde bulundurulursa

$$(-r_1 + r_2 \cos \phi_{21} - r_4 \cos \phi_{41})^2 + (r_2 \sin \phi_{21} - r_4 \sin \phi_{41})^2 - r_3^2 = 0 \quad (19)$$

ifadesi elde edilmektedir. $\lambda_2 = r_2/r_1$ ve $\lambda_3 = r_3/r_1$ ve $\lambda_4 = r_4/r_1$ kısaltmalarıyla bu ifade



Şekil 5. a) Rijid Mekanizmanın Kinematik Şeması

b) Kinematik Zincir

$$(\lambda_2 \cos \phi_{21} - \lambda_4 \cos \phi_{41} - 1)^2 + (\lambda_2 \sin \phi_{21} - \lambda_4 \sin \phi_{41})^2 - \lambda_3^2 = 0 \quad (20)$$

şeklinde yazılabilir. Bu ifadeden

$$\frac{d\phi_{41}}{d\phi_{21}} = \frac{\lambda_2 \lambda_4 \sin(\phi_{41} - \phi_{21}) \lambda_3 \sin \phi_{21}}{\lambda_2 \lambda_4 \sin(\phi_{41} - \phi_{21}) + \lambda_3 \sin \phi_{41}} \quad (21)$$

bağıntısı elde edilir. $A_0A B B_0$ kol-sarkaç kol mekanizmasının her ϕ_{21} açı değeri için ϕ_{41} konumu buradan da $V_B = V_A - V_{BA}$ hız bağıntısı yardımıyla B noktasının hızı ve $a_B = a_A - a_{BA}$ vektörel eşitliği yardımıyla da ivmesi bulunur. ω_{41} açısal hızı ise $\omega_{41} = V_B / r_4$ eşitliğinden hesaplanır. 6 şişinin hızı ise

$$V_{61} = \lambda \cdot V_B \quad (22)$$

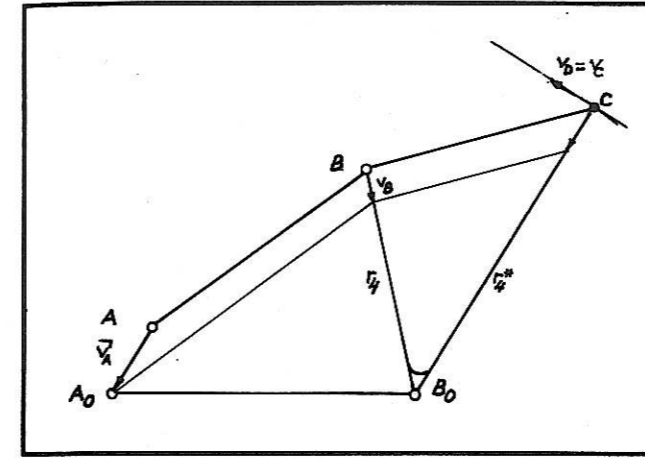
bağıntısından bulunacaktır. Burada $\lambda = r^*/r_4$ olarak tanımlıdır.

Sayısal örnek olarak $r_1 = 8$ birim

$\lambda_2 = 0,25$, $\lambda_3 = 0,875$, $\lambda_4 = 0,75$ ve $\lambda = 1,5$ alınarak $\phi_{21} = 30$ konumunda A_0A konumun düzgün döndüğü ve açısal hızının da 1 rad/s olduğu varsayılarak V_{61} hızının değeri grafik yolla bulunmuştur (Şekil 6). Burada $V_A : V_{61} = 4/3$ olmaktadır.

4. SONUÇ

Atkı atma işleminin mecburi hareketli mekanizmalarla gerçekleştirilmesi dokuma makinalarının imalatında makina mühendislerine konstrüksiyon yönünde serbestlik getirdiği gibi, kinematik



Şekil 6. Şiş hızının bulunuşu

büyükliklerin hesaplanmasında da kolaylık sağla-

maktadır. Kanca taşıyıcı uzvun (şişin) hareketinin tamamen bilinmesi makina veya mekanizmadan kaynaklanan dokuma hatalarının giderilmesini kolaylaştırmış olacaktır. Şişin elastik veya rijid düşünülmesi kinematik büyüklüklerin hesaplanmasında güçlük çıkarmamaktadır. Ancak elastik şiş öngörülmesi çeşitli işletme faktörleri ve konstrüktif hatalarının etkisiyle şişte meydana gelecek deformasyonların bilinmesini güçleştirebilir. Bu nedenle dokuma makinalarında atkı işleminin gerçekleştirilmesinde rijid şişin öngörülmesi tavsiye edilebilir. Aslında uzuvların rijid olmasının mekanizmanın dinamik analizini de kolaylaştıracağı konstrüksiyoncular tarafından bilinmektedir.

KAYNAKÇA

- YILMAZ Y., KÖSEOĞLU M., Mekanizma Tekniği, Teknik Üniversitesi Matbaası, Güntüsuşu-1987.
- SCHNEIDER, J., Weberei, Springer-Verlag, Berlin, 1961.

ÖZÜR

Dergimizin Şubat 1989'da yayınlanan 13.sayısında 5.sayfadan başlayarak yer alan Erhan KIRTAY'ın "Fibrograf Verilerinin Pamuk İplikçiliğinde Harman Yapımı ile Tarak ve Cer Makinalarının Optimum Ayarlarının Yapılmasında Kullanılma Olanakları" yazısında "Genel Bilgiler" ve "Materyal ve Metod" bölümleri dizgide birbirine geçmiştir. Yazının bu iki bölümü Haziran sayısında yeniden yayınlanacaktır.