

# PNÖMATİK VE MEKANİK YAYLARIN UYGULAMA AÇISINDAN KARŞILAŞTIRILMASI

**Hayrettin KARCI**

## ÖZET

Bu çalışmada pnömatik ve mekanik yaylar uygulama açısından karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmada otomatik cıvata montajı yapan bir makinedeki yay uygulaması incelenmektedir. Cıvatanın otomatik olarak monte edilmesinde kullanılan yayın, fonksiyon güvenilirliği açısından mekanik bir yay mı yoksa pnömatik bir yay mı seçilmesi irdelenerek çözüm sonuçları paylaşılmaktadır. Çözüm sonuçlarında uygulamaya bağlı olarak pnömatik yayların mekanik yaylara göre önemli avantajlar sunduğu görülmüştür. Bu amaçla, elde edilen sonuçların tasarım mühendisleri için faydalı olacağına inanılmaktadır.

**Anahtar Kelimeler:** Mekanik yaylar, Pnömatik yaylar, Otomatik cıvata montajı, Pnömatik yayların avantajları

## ABSTRACT

This study compares pneumatic and mechanical springs in terms of application. This comparison examines the spring application in a machine that automatically installs bolts. The decision to choose a mechanical or pneumatic spring for automatic bolt installation is made based on functional reliability, and the results are presented. The results demonstrate that pneumatic springs offer significant advantages over mechanical springs, depending on the application. Therefore, we believe the results will be useful for design engineers.

**Key Words:** Mechanical springs, Air springs, Automatic bolt assembly, Advantages of air springs

## 1. GİRİŞ

Bilindiği gibi yaylar makine ve sistemlerin önemli bileşenleridir. Yaylar makine ve sistemlerde bir taraftan kuvvet ve tork uygulamalarının kontrolünde, diğer taraftan enerjinin depolanmasında ve serbest bırakılmasında kullanılır [1], [7]. Makine ve sistemlerde otomasyon uygulamalarının giderek artması nedeniyle, yaylar da otomasyon uygulamalarında önemli görevler üstlenmektedir. Bu makalede otomatik cıvata montajı yapan bir makinedeki yay uygulaması incelenmektedir. Cıvatanın otomatik olarak monte edilmesinde kullanılan yayın, fonksiyon güvenilirliği açısından

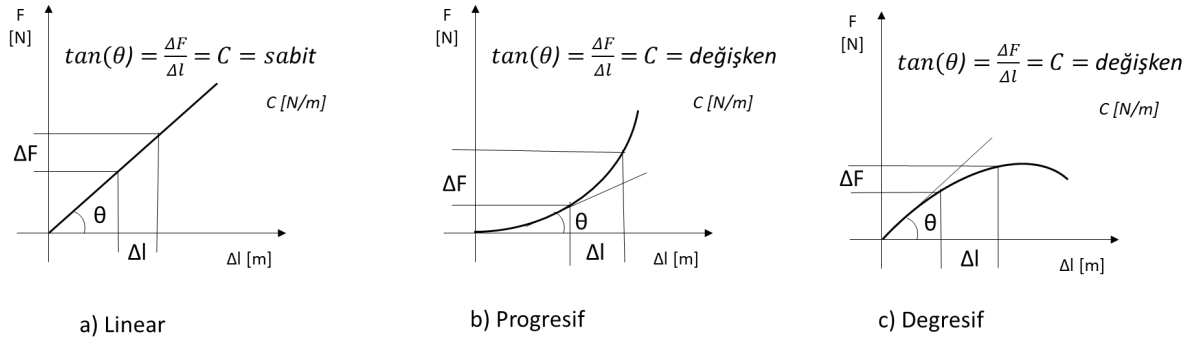
mekanik bir yay mı yoksa pnömatik bir yay mı seçilmesi irdelenmekte ve çözüm sonuçları paylaşılmaktadır. Bu çalışmada elde edilen sonuçların tasarım mühendisleri için faydalı olacağına inanılmaktadır.

## 2. YAYLARIN GENEL KARAKTERİSTİK ÖZELLİKLERİ

Bilindiği gibi yayların tasarımında ve kullanımında iki önemli parametre öne çıkar. Bu parametrelerden biri yaya etki eden kuvvet, diğeri ise kuvvetin etkisi ile yayda meydana gelen elastik şekil değişikliğidir. Bu iki parametre arasındaki oran yayın karakteristiğini, bir başka ifadeyle yayın davranış özelliğini belirler. Buna göre yaylar aşağıdaki gibi üç grupta toplanabilir [2], [3].

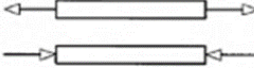
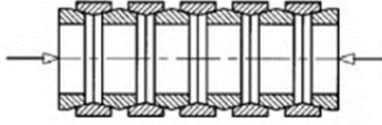
- 1) Linear yaylar
- 2) Progresif yaylar
- 3) Degresif yaylar

Linear yaylarda, yaya etki eden kuvvet ile yayda meydana gelen şekil değişikliği arasındaki ilişki doğrusal (linear) dir, şekil 1 a.



**Şekil 1:** Yaylarda kuvvet ve elastik şekil değişikliği arasındaki ilişkiyi gösteren karakteristik özellikler

Progresif yaylarda, yaya etki eden kuvvet ile yayda meydana gelen şekil değişikliği arasındaki ilişki progresif (artan) bir özellik gösterir, şekil 1 b. Degresif yaylarda, yaya etki eden kuvvet ile yayda meydana gelen şekil değişikliği arasındaki ilişki degresif (azalan) bir özellik gösterir, şekil 1 c. Ayrıca mekanik yaylar şekillerine ve uygulama alanlarına göre farklılıklar gösterir ve çoğunlukla buna göre sınıflandırılır, şekil 2.

| Metal yaylar               |                   |  |   |                               |              |            |
|----------------------------|-------------------|--|---|-------------------------------|--------------|------------|
| Yayda oluşan zorlanma türü | Çeki - Bası       | <p>Çeki veya bası yay çubukları</p>  <p>Bilezik yaylar</p>  |   |                               |              |            |
|                            | Eğilme            | Düz formda olanlar   | Spiral formda olanlar                     | Disk veya özel formda olanlar |              |            |
|                            |                   | Yaprak yaylar  | Spiral yaylar                             | Kangal yaylar                 | Tabak yaylar | Membranlar |
| Burulma                    | Burulma çubukları | Helisel yaylar   | Silindirik olmayan helisel sarımlı yaylar |                               |              |            |
|                            |                   | Bası yayı  | Çeki yayı                                 | Konik                         | Dış bükey    | İç bükey   |

Şekil 2: Mekanik yayların sınıflandırılması (İTÜ Makina Elemanları I)

### 3. UYGULAMA ALANLARI

Yay uygulamalarında, yaya uygulanacak kuvvetteki değişim aralığı ile yayda oluşacak elastik şekil değişikliği aralığı önemli bir ölçüttür. Kuvvet olarak hangi sınır değerler arasında çalışılması gerektiği ve bunun karşılığında yayda oluşacak elastik şekil değişikliğinin sınırlarının ne olacağı tasarım aşamasında belirlenir. Uygulanacak kuvvetin değişim aralığı ve buna karşılık yaydaki elastik şekil değişikliğinin sınırları hem fonksiyon açısından hem de yayın çalışacağı mekânın boyutları açısından değerlendirilir. Fonksiyonel açıdan bakıldığında, yaydaki elastik şekil değişikliği ile yay üzerinden uygulanacak kuvvetin yapılacak işe etkisi konunun esasını oluşturur. Üretilen yay kuvveti ile yapılması hedeflenen işin fonksiyon güvenliği ve kalitesi tasarım aşamasında dikkat edilmesi gereken temel unsurdur. Bu faktörler değerlendirilerek uygulama için en uygun yay seçimi yapılır [4], [8]. Bilindiği gibi yaylar standart makine parçalarıdır. Bu nedenle uygulamanın gerektirdiği en uygun yay belirlenir ve ona en yakın olan yay üretici kataloğundan seçilir. Bununla beraber, ihtiyaç duyulan yay özel olarak da ürettirilebilir. Fakat zorunlu olmadıkça makine üreticileri bu yolu tercih etmezler. Bunun iki önemli nedeni vardır. Birincisi, standart olmayan bir ürünün özel olarak ürettirilmesi, eş değeri olan standart bir üründen daha pahalıdır. İkincisi, makineyi alacak müşteri, makinesinde değişimi kolay ve her yerde bulunabilecek standart ürünlerin makinesinde kullanılmasını tercih eder.

### 4. PNÖMATİK VE MEKANİK YAYLARIN KARŞILAŞTIRILMASI

Mekanik yayların yanı sıra, sanayide pnömatik yaylar da kullanılır. Yapılacak işe göre her birinin tercih edildiği farklı uygulamalar vardır. Bilindiği gibi, hava sıkıştırılabilir bir özelliğe sahiptir. Havanın bu özelliğinden yararlanılarak üretilmiş ve yay işlevi için kullanılan pnömatik devre elemanları mevcuttur [5], [6]. Burada ilk akla gelen kalıpcılıkta mekanik yaylar yerine giderek

yaygın olarak kullanılan pnömatrik (gazlı) yaylardır, Şekil 3.



**Şekil 3:** kalıpcılıkta mekanik yayların yerine kullanılan gazlı (pnömatrik) yayalar ve yay karakteristiği (ScienceDirect).

Özelliklerinin kullanım amacına uygun olması nedeniyle kalıplarda kullanılan gazlı yaylarda gaz olarak genellikle 140-150 barda nitrojen (azot) kullanılır. Bu makalede ele alınan uygulamada, gazlı yay kullanılmadığından bu tür yayalar hakkında daha fazla bilgi verilmemektedir.

Bununla beraber, yay veya ağırlık dengeleme amacıyla kullanılan ve gaz olarak havanın kullanıldığı pnömatrik sistemler mevcuttur. Ve sistemler oldukça yaygın bir Şekilde uygulanmaktadır. Bu tür uygulamalara uçakların iniŐ takımlarında, preslerde ve birçok otomatik imalat ve montaj makinelerimde rastlanmaktadır. Gazlı yaylar tıpkı sıradan mekanik yaylar gibi davranırlar, fakat mekanik yayalarda olduğu gibi ön yüklemeye gerek duymazlar. Basınçlı havanın kullanıldığı pnömatrik yaylarda büyük ölçüde istenilen yay karakteristiğini gerçekteŐirme olanağı vardır. Bunun için yay işlevini sağlayan havaya uygulanan basıncın istenilen yay karakteristiğine göre kontrol edilmesi gerekir.

## 5. ÖRNEK UYGULAMA

Bu makalede örnek olarak bir otomatik cıvata montaj işlemi ele alınarak, mekanik ve pnömatrik yayların bu iŐlev için uygunluk karŐılaŐtırması yapılmaktadır. Bu amaçla elle yapılan cıvata montajı incelenerek cıvata montajının sorunsuz olarak nasıl gerçekteŐirildiđi gözlemlendi. Gözlemede dört temel nokta öne çıktı.

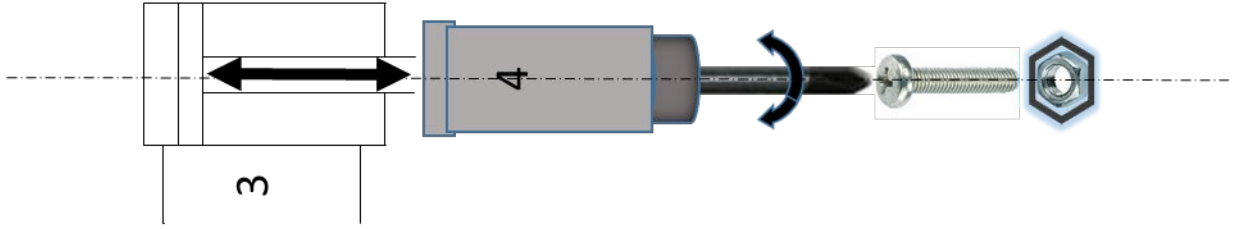
- Somunun, otomatik olarak beslenen cıvatanın hareket eksenine göre konumlandırılması.
- Montaj esnasında cıvataya uygulanan aksenal kuvvetin esnek ve başlangıçta minimum olması.
- Vidalama işleminde uygulanan torkun esnek olması.
- Cıvatanın somunu ağızlama işlemi esnasında sağlaması gereken adaptasyon.

İnsan elinin bu istenenleri karŐılamasındaki mahareti kuŐkusuz tartıŐılamaz. Ancak bunları otomatik olarak sağlayacak mekanik sistemin ve mekanik sistemin hareketlerini istenildiği gibi düzenleyen kontrol sisteminin tasarlanması temel bilgi, teknolojik bilgi, uygulama bilgi ve becerisi gerektirir.

Somunun doğru konumlandırılması için hassas bir mekanik düzenek gerekir. Bu amaçla vidalama işleminde gerekli olan esneklik, cıvata üzerinden sağlanır. Hem cıvatanın hem de somunun belirli esnekliklere sahip olması, en az iki serbestlik derecesi yaratacağı ve kontrolünün zor olacağı

nedeniyle tercih edilmemektedir. Somun eksenini ile cıvata eksenini çakıştırarak, somun ve cıvatanın doğru bir konumda birbirleri ile buluşmasını sağlamak mekanik tasarımın kritik noktalarından biridir. Uygun bir tasarımla istenilen konumlama hassasiyeti sağlandığında, vidalama işleminde vida ve somun ekseninin çakışması konusunda önemli bir sorun çözülmüş olur.

Cıvata montajında iki önemli hareket vardır. Bunlardan birisi cıvataya tornavida üzerinden uygulanan ve bir motor tarafından sağlanan döndürme hareketidir. Diğerisi ise döndürme hareketini sağlayan motorun ve buna bağlı tornavidanın vida ekseninde doğrusal hareketidir, şekil 4.



**Şekil 4:** Vidalama işlemi için gerekli olan doğrusal hareket elemanı (3) ve dönme hareketi elemanı (4)

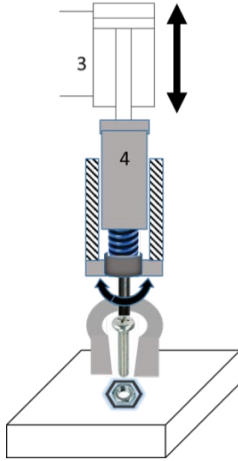
Vidalama işleminde döndürme hareketi için iki farklı motor düşünülebilir.

- Elektrikle çalışan elektrik motoru.
- Basıncı hava ile çalışan pnömatik motor.

Elektrik motoru uygulamasında cıvata montajı esnasında tork ve hız kontrolü anlamında değişik esneklikler sağlanabilir. Ancak özellikle cıvatanın somunu ağızlaması esnasında gerekli esnekliği hava motoru kadar elektrik motorunun sağlaması beklenemez. Hava motorunda döndürme hareketi ve tork uygulaması basınçlı hava ile sağlanır. Havanın sıkışabilir olmasından dolayı, vidalamada uygulanan torkun yay etkisi göstermesi bu işlemde oldukça işe yarar. Özellikle başlangıçta, vidanın somunu ağızlama işleminde, torkun sabit bir etki yerine esnek davranması ağızlama işlemini kolaylaştırır. Bu bakımdan hava motorunun kullanılması daha iyi sonuç vermektedir.

Diğer önemli hareket de vidalama işlemini gerçekleştiren döndürme motorunun cıvata ekseninde doğrusal hareketidir. Bu doğrusal hareket teorik olarak bir pnömatik silindir veya elektrik ile çalışan bir doğrusal hareket elemanı ile sağlanabilir. Ancak bu doğrusal hareketten de özellikle vidala işleminde bir esneklik beklenmektedir. Sabit bir doğrusal kuvvet ile cıvatanın somuna bastırılması özellikle ağızlama işleminde sorun yaratabilir. Bunu önlemek için, havanın sıkıştırılabilme özelliği nedeniyle yay etkisi gösteren bir pnömatik silindirin bu harekette kullanılması daha doğru sonuç vermektedir.

Diğer önemli bir husus ise, ağızlama işlemi esnasında, cıvata somuna doğru iten doğrusal kuvvetin, pnömatik silindir ile sağlanan esnekliğinin yeterli olamamasıdır. Bunun için mekanik bir yay kullanılması fonksiyon güvenliği açısından olumlu sonuç vermektedir. Zira vidalama işlemi için pnömatik silindirin piston mili ileri hareket ederken uyguladığı kuvvet, piston kesiti ve pistonu etki eden havanın basıncının çarpımına eşittir. Piston kesitinin sabit olduğu ve uygulanan hava basıncının da sabit olduğu düşünülürse buradaki esneme (yay işlevi) sadece havanın sıkıştırılabilme özelliği ile sınırlı kalır. Hâlbuki ağızlama esnasında cıvata somuna doğru itme kuvvetinden daha fazla esneklik beklenmektedir. Bunu ancak doğrusal (linear) karakteristik gösteren bir mekanik yay ile sağlamak mümkündür, şekil 5.



$$F = p \cdot A$$

$$A = \pi \cdot \left(\frac{d^2}{4}\right)$$

$F[N]$ : Piston kuvvet

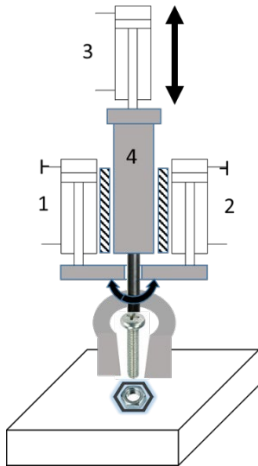
$p[N/m^2]$ : Piston kuvvet

$A[m^2]$ : Piston alanı

$d[m]$ : Piston çapı

**Şekil 5:** Dönme hareketi için pnömatik motor (4), doğrusal hareket için pnömatik silindir (3) ve yay olarak mekanik yay kullanılan çözüm prensibi.

Bununla beraber, linear yay karakteristiğini bir pnömatik silindir ile de gerçekleştirmek mümkündür. Ancak bunun için silindire etki eden basıncın doğrusal (linear) olarak yaydan istenen karakteristiği gerçekleştirecek şekilde değişmesi (kontrol edilmesi) gerekir, şekil 6. Bu kontrol oransal valfler ile sağlanabilir. Böyle bir çözüme gidilmesi durumunda sistemin maliyetinin artacağını ön görmek mümkündür. Bu bakımdan daha ekonomik olan çözümün tercih edilir.



$$F = p \cdot A$$

$$A = \pi \cdot \left(\frac{d^2}{4}\right)$$

$F[N]$ : Piston kuvvet

$p[N/m^2]$ : Piston kuvvet

$A[m^2]$ : Piston alanı

$d[m]$ : Piston çapı

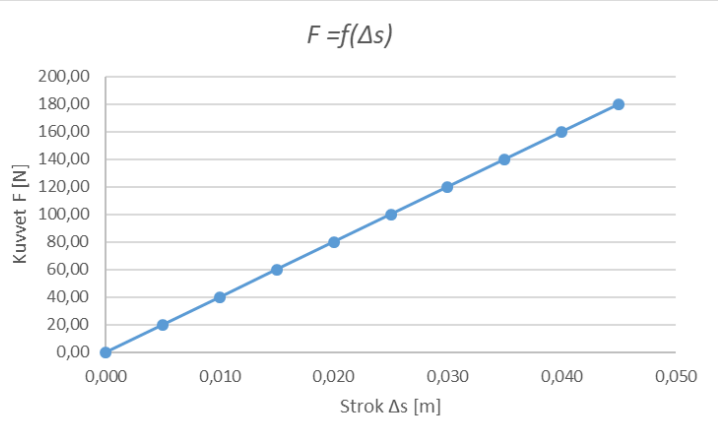
**Şekil 6:** Dönme hareket için pnömatik motor (4), doğrusal hareket için pnömatik silindir (3) ve yay olarak pnömatik silindir (1) ve (2) kullanılan çözüm prensibi.

Şekil 6 da kullanılan (1) ve (2) nolu pnömatik silindirler yay fonksiyonu için kullanılmıştır. Tasarıma bağlı olarak yay işlevini bir adet pnömatik silindir ile de gerçekleştirmek mümkündür. Bu çözümde istenilen yay karakteristiğini gerçekleştirebilmek için, silindirde etkili olan hava basıncının istenilen yay karakteristiğini gerçekleştirecek şekilde strok ile orantılı olarak değiştirilmesi gerekmektedir. Bunun için doğal olarak oransal basınç ayar valfi kullanılması gerekir.

Aşağıda bu konu ile ilgili üç örnek verilmektedir. Birinci örnekte, piston çapı 20 mm olan bir pnömatik silindirin giriş hava basıncı değiştirilerek elde edilen kuvvet ile strok değişimi arasında yaklaşık olarak doğrusal bir bağıntı sergilediği görülmektedir, şekil 7. Şekildeki görülen yay karakteristiği, yaklaşık olarak yay katsayısı  $C = 4 \text{ N/mm}$  olan bir helisel yaya karşılık gelmektedir.

Bu şekilde, yay sabiti yaklaşık 4N/mm ve boyu 120 mm olan bir helisel yayın karakteristiğinin, piston çapı 20 mm ve stroğu 50 mm olan bir pnömatik silindir ile giriş basıncı tabloda gösterildiği gibi değiştirilerek gerçekleştirilebileceği görülmektedir.

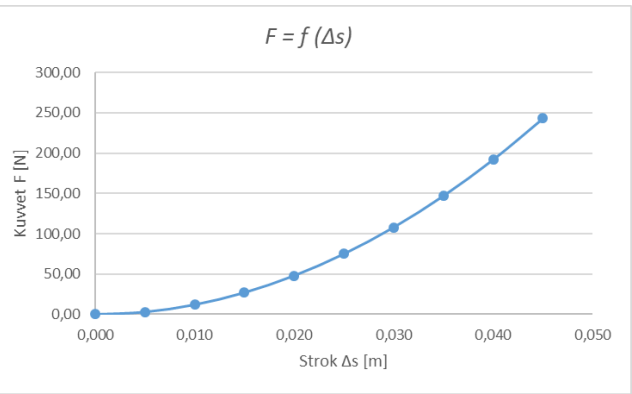
| Strok          | Basınç                  | Kuvvet |
|----------------|-------------------------|--------|
| $\Delta s$ [m] | $p$ [N/m <sup>2</sup> ] | F [N]  |
| 0,000          | 0,00                    | 0,00   |
| 0,005          | 63.661,98               | 20,00  |
| 0,010          | 127.323,95              | 40,00  |
| 0,015          | 190.985,93              | 60,00  |
| 0,020          | 254.647,91              | 80,00  |
| 0,025          | 318.309,89              | 100,00 |
| 0,030          | 381.971,86              | 120,00 |
| 0,035          | 445.633,84              | 140,00 |
| 0,040          | 509.295,82              | 160,00 |
| 0,045          | 572.957,80              | 180,00 |



**Şekil 7:** Piston çapı 20 mm olan bir pnömatik silindirin giriş hava basıncı değiştirilerek elde edilen kuvvet ile strok değişimi arasında doğrusal (linear) bir bağıntı görülür.

İkinci örnekte, piston çapı 20 mm olan bir pnömatik silindirin giriş basıncı kademeli olarak değiştirilerek elde edilen farklı kuvvetler ile strok değimi arasında progresif bir bağıntı olduğu görülmektedir, şekil 8. Şekilde görülen progresif yay karakteristiği, strok değerine göre yay katsayısı değişen bir yaya karşılık gelmektedir. Bu şekilde, yay katsayısı değişken olan ve boyu 120 mm olan bir yayın karakteristiğinin, piston çapı 20 mm ve stroğu 50 mm olan bir pnömatik silindir ile giriş basıncı tabloda gösterildiği gibi değiştirilerek gerçekleştirilebileceği görülmektedir.

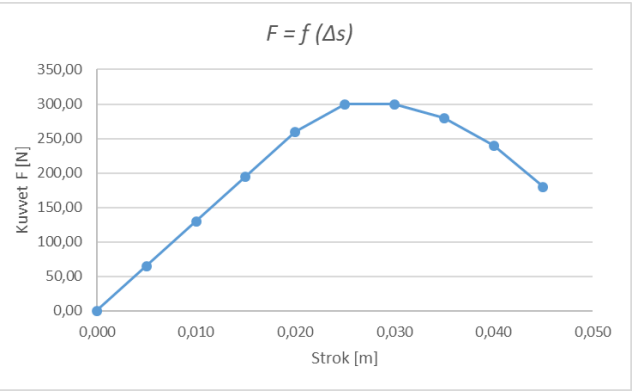
| Yay katsayısı | Strok          | Basınç                  | Kuvvet |
|---------------|----------------|-------------------------|--------|
| $c$ [N/mm]    | $\Delta s$ [m] | $p$ [N/m <sup>2</sup> ] | F [N]  |
| 0,00          | 0,000          | 0,00                    | 0,00   |
| 0,60          | 0,005          | 9.549,30                | 3,00   |
| 1,20          | 0,010          | 38.197,19               | 12,00  |
| 1,80          | 0,015          | 85.943,67               | 27,00  |
| 2,40          | 0,020          | 152.788,75              | 48,00  |
| 3,00          | 0,025          | 238.732,41              | 75,00  |
| 3,60          | 0,030          | 343.774,68              | 108,00 |
| 4,20          | 0,035          | 467.915,53              | 147,00 |
| 4,80          | 0,040          | 611.154,98              | 192,00 |
| 5,40          | 0,045          | 773.493,02              | 243,00 |



**Şekil 8:** Piston çapı 20 mm ve stroğu 50 mm olan bir pnömatik silindir ile giriş basıncı tabloda gösterildiği gibi değiştirilerek gerçekleştirilen progresif yay karakteristiği ve buna karşılık gelen 120 mm boyunda bir mekanik yayın değişen yay katsayısı.

Üçüncü örnekte, piston çapı 20 mm olan bir pnömatik silindirin giriş basıncı kademeli olarak değiştirilerek elde edilen farklı kuvvetler ile strok değişimi arasında degresif bir bağlantı olduğu görülmektedir, şekil 9. Şekilde görülen degresif yay karakteristiği, strok değerine göre yay katsayısı değişen bir yaya karşılık gelmektedir. Bu şekilde, yay katsayısı değişken olan ve boyu 120 mm olan bir mekanik yayın karakteristiğinin, piston çapı 20 mm ve stroğu 50 mm olan bir pnömatik silindir ile giriş basıncı tabloda gösterildiği gibi değiştirilerek gerçekleştirilebileceği görülmektedir.

| Yay katsayısı<br>c [N/mm] | Strok<br>$\Delta s$ [m] | Basınç<br>p [N/m <sup>2</sup> ] | Kuvvet<br>F [N] |
|---------------------------|-------------------------|---------------------------------|-----------------|
| 13,00                     | 0,000                   | 0,00                            | 0,00            |
| 13,00                     | 0,005                   | 206.901,43                      | 65,00           |
| 13,00                     | 0,010                   | 413.802,85                      | 130,00          |
| 13,00                     | 0,015                   | 620.704,28                      | 195,00          |
| 13,00                     | 0,020                   | 827.605,70                      | 260,00          |
| 12,00                     | 0,025                   | 954.929,66                      | 300,00          |
| 10,00                     | 0,030                   | 954.929,66                      | 300,00          |
| 8,00                      | 0,035                   | 891.267,68                      | 280,00          |
| 6,00                      | 0,040                   | 763.943,73                      | 240,00          |
| 4,00                      | 0,045                   | 572.957,80                      | 180,00          |



**Şekil 9:** Piston çapı 20 mm ve stroğu 50 mm olan bir pnömatik silindir ile giriş basıncını tabloda gösterildiği gibi değiştirilerek gerçekleştirilen degresif yay karakteristiği ve buna karşılık gelen 120 mm boyunda bir mekanik yayın değişen yay katsayısı.

Yukarıda görüldüğü gibi, aynı pnömatik sistem ile sadece silindire giren hava basıncını değiştirilerek doğrusal (linear), progresif ve degresif yay karakteristiklerini gerçekleştirmek mümkündür. Buna karşılık, mekanik yay kullanılmak istenir ise, ihtiyaç duyulan her bir yay karakteristiği için istenen karakteristiği sağlayan bir mekanik yay kullanmak gerekmektedir. Pnömatik yayların bu konuda gösterdiği esneklik uygulamaya bağlı olarak dikkate değer bir avantaj sağlar.

## SONUÇ

Bu çalışmada mekanik ve pnömatik yay kullanımı bir örnek üzerinden değerlendirilerek, uygulamada fonksiyon güvenliği, esneklik ve maliyet yönünden karşılaştırılmaya çalışıldı. Buna göre, uygulamaya bağlı olarak mekanik yayların maliyet yönünden daha avantajlı olduğu söylenebilir. Ancak prosese adaptasyon yönünden yay katsayısının değiştirilebilir olması istendiği durumlarda pnömatik yayların tercih edilebileceği görüldü.

## KAYNAKLAR

- [1] Krahn/Nörthemann/Strzys/Hesse; Konstruktionselemente 2, Vogel Verlag, Würzburg 1996
- [2] Werner Deppert / Kurt Stoll; Pneumatische Steuerung, Vogel Verlag; 9. Auflage 1990
- [3] Herman Rolof / Wilhelm Matek; Maschinen Elemente, Vieweg Verlag, Braunschweig, 1974
- [4] Von Karl-Heinz Decker; Maschinenelemente (Gestaltung und Berechnung) Karl Hanser Verlag München Wien, 1982
- [5] Werner Deppert / Kurt Stoll; Cutting Cost with Pneumatics Vogel Verlag Würzburg, 1988
- [6] Will.Ströhl; Einführung in die Hydraulik und Pneumatik VEB Verlag, Berlin 1983
- [7] Richart G. Budynas / J. Keith Nisbett; Mechanical Engineering Design Ninth Edition SI Units, 2008

[8] Rober L. Norton; Machine Design (An Integrated Approach) Fourth Edition, 2011

## ÖZGEÇMİŞ

### Hayrettin KARCI

Karadeniz Teknik Üniversitesi'nde (KTÜ) Makina Mühendisliği ve İstanbul Devlet Mühendislik ve Mimarlık Akademisi'nde (İDMMA) Makine Yüksek Mühendislik öğrenimini tamamladıktan sonra, Almanya'da Leibnitz Üniversitesinde (Hannover) yüksek lisans ve doktora yaptı. Doktora sonrası, KTÜ'de kısa bir süre öğretim üyesi olarak çalıştı ve daha sonra endüstride çalışmaya başladı. Endüstrideki çalışmalarına Almanya'da başlayarak değişik firmalarda endüstriyel deneyimler edindi. 1990 yılında Almanya'da Festo firmasına katıldı ve Festo Türkiye firmasının kuruluş çalışmalarında görev aldı. 1992'den itibaren Festo'nun Türkiye firmasında endüstriyel eğitim, satış, üretim, teknik hizmetler, endüstriyel otomasyon, mühendislik, kalite yönetimi gibi değişik bölümlerin kurulmasında, yönetiminde ve geliştirilmesinde görev aldı. KOBİ'lerin ve Üniversite-Sanayi işbirliğinin geliştirilmesi konularında eğitim ve teknoloji genel koordinatörü olarak çalıştı. İki dönem (2012-2016) TEGEV (Teknolojik Eğitimi Geliştirme Vakfı) başkanlığı yaptı ve bu dönemde MYK için mekatronik konusunda meslek standartlarının ve ulusal yeterliliklerin geliştirilmesini yönetti. Festo'dan emekli olduktan sonra endüstriyel eğitimci ve danışman olarak proses rehabilitasyonu ve endüstriyel eğitim konularında sanayi ve üniversitelere projeler yapmaktadır. 2020'den itibaren İstanbul Okan Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölüm başkanlığını yürütmektedir. Ve uzmanlık alanı olan makine tasarımı ve endüstriyel otomasyon konularında dersler vermektedir.