

# SERVO VALFLERİN TEST VE BAKIMINA YENİ YAKLAŞIMLAR

**Şaban YAZICI**

## ÖZET

Daha önce 2005 yılında Servo Valflerin sahip olduğu statik ve dinamik karakteristikleri üzerine bir sunum ve bildiri yayınlamıştım. O zaman sahip olduğumuz test standleri bize dinamik test yapmamıza izin vermiyordu.

Her ne kadar Servo valflerin statik karakteristikleri ön bakım şartlarını sağlıyor ise de, özellikle kapalı çevrim kontrolü hızlı olan sistemlerde dinamik karakteristiklerinde kontrol edilmesi gerekmektedir.

Bu bildirimizde Servo valflerin dinamik karakteristiklerinin nasıl tespit edildiğini içeren bir video sunumumuz ve bazı teknik detayların anlatımı olacaktır.

Özellikle yeni tip dizayn edilen ve tamamen dijital geri beslemeli test standlerinde, Servo valflerin statik ve dinamik karakteristiklerinin tespiti çok kısa zamanda ve düşük bilgi seviyesi ile halledilmektedir. Sunumumuzda bu tip bir Servo valf test standında gerçekleştirilen bir testte yer alacaktır.

Buda özellikle şu an valf bakım fiyatlarının, valf fiyatının % 40 ini bulduğu Servo valflerde, tesislerin güvenilirliği ve üretim performansının korunması açısından önem arz etmektedir.

Bildirimizde elde edilen sonuçları daha iyi anlamak için bazı teorik ve pratik bilgilerin paylaşımının faydalı olacağını düşündük. Bu neden ile servo valfler özellikleri, seçimleri, genel kontrol teorisi gibi konularda, amatörce ve bilgilendirme amaçlı olarak bildiriye dâhil edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Servo Valf, Kapalı Çevrim Kontrol, Dinamik Özellikler, PID kontrol.

## ABSTRACT

In 2005, an study has been presented, at which, the static characteristics have been taken into consideration. The test stand that was in our hand had not the capability of doing dynamics test on servo valves. But it was known how to do.

Even if the static characteristics of the valves are quite enough to say that it is ok or not, the dynamics is the nature of it and should be checked whether it is well for closed loop control system. Nobody are using servo valves just to move a cylinder. Everybody interest whether we can move faster without any overshoot or not.

The new test Stands are very user friendly, the static and dynamic characteristics are to be obtained with less knowledge and quickly.

Everybody knows that the prices of servo valves are not less, especially if anyone send the valve for repair, 40 % of it shall be charged as maintenance cost.

In this study, some informations about control and closed loop control to understand what the test results are meaning

**Key Words:** Servo valves,Closed Loop control,Dynamic Characteristics.

## 1. GİRİŞ

Servo valflerin dizaynında, dinamik cevap verme süresini etkileyen birçok faktör vardır Bunlar nozul, orifis büyüklüğü, kullanılan yaylar, sürgü çapı, sürgü hareket miktarı vb. gibidir.

Bunların dışında servo valf yerine monte edildikten sonra, işletme şartlarındaki değişiklik, valfin cevap verme süresini etkiler. Bu işletme şartları ise, hidrolik yağın hangi basınçta olduğu, giriş sinyalinin miktarı, hidrolik yağın sıcaklığı, ortam sıcaklığı, valfin açma miktarı gibidir. Bu etkiler valf dizayn parametreleri kadar, dinamik özellikleri etkilemez ise de, sonuçta bir problem var ise bir kaynakta bunlar olabilir.

Servo valf tek başına bir şey ifade etmeyeceği, kapalı kontrol sisteminin bir parçası olduğu herkesin malumudur. Dolayısı ile bahsettiğimiz özellikleri anlamak ve niçin bu noktaların önem arz ettiğini kavramak için, genel kontrol teorisi konusu da bu bildirinin tabii bir parçası olmuştur.

Anlatılan ve bildiriye yer alan çoğu konular, daha önce herkesin aşına olduğu bilgilerde olsa, konunun bütünlüğü açısından detaylara girilmiştir.

## 2. TEMEL KONTROL TEORİSİ

### Kontrol Çeşitleri:

Kontrol çeşitlerini anlatmak için bir ortamın sıcaklık kontrolünü örnek alacağız. Sıcaklık kontrolünün günlük yaşamda herkes tarafından anlaşılır olması kontrol çeşitleri arasındaki farklılıkları anlatmak açısından doğru bir yaklaşım olacaktır.

Şekil 1 de gösterilen bir ortamın otomatik sıcaklık kontrolü için, bir valf, aktüatör olarak bir serpantin ve sıcaklık ölçüm geri bilgisi için bir sıcaklık sensörü kullanılmıştır. Genel tabir olarak, eğer sıcaklık sensöründen istenilen değer alınıyorsa sistem dengede ve kontrol görevini yerine getiriyor sonucuna varılır. Sıcaklık ölçüm cihazı istenilenden farklı bir değer gösteriyorsa, kontrol valfi kontrolör tarafından tahrik edilecektir, bu tahrik edilme şekilleri ile kontrol çeşitleri ortaya çıkmaktadır.

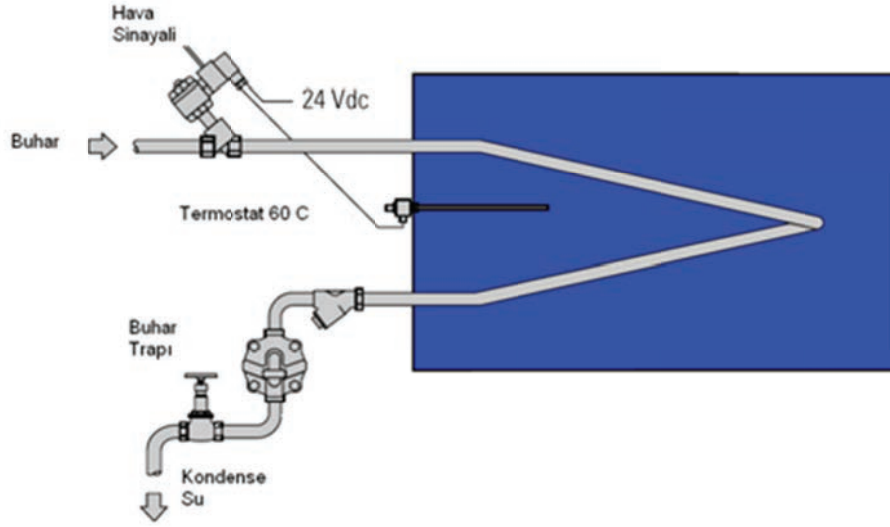
Genelde kullanılan 2 tip temel kontrol çeşidi vardır.

- Aç-Kapa (On – Off ) Kontrol, bu durumda herkesin bildiği gibi, kontrol valfi ya tam açıktır, ya da tam kapalıdır. Valf arada bir konum almaz.
- Sürekli (Continuous) Kontrol, bu durumda kontrol valfi tam açık ve tam kapalı pozisyonlarında olabildiği gibi, ara pozisyonlarda da kullanılabilir gidebilir.

### Aç / Kapa Kontrol:

Genelde 2 step–2 pozisyon kontrolü olarak da adlandırılır. Genelde en çok kullanılan kontrol şeklidir. Şekil 1 de gösterilen düzenele bu kontrol sistemini basit anlatımını özetleyebiliriz.

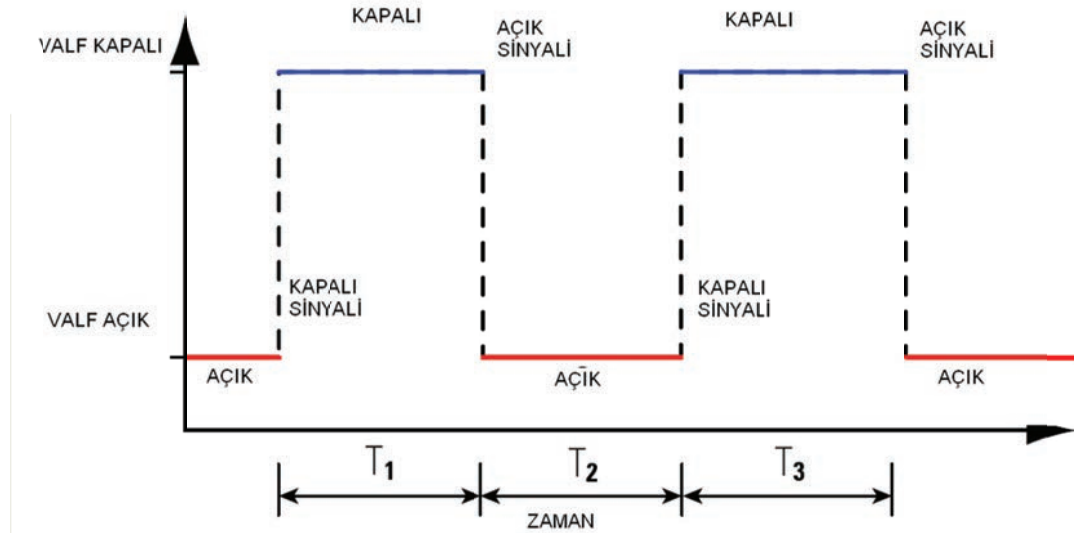
Su dolu bir tank, üzerine kontrol valfi monte edilmiş bir buhar serpantini ile kontrol edilmektedir. Sıcaklık ölçüm cihazı olarak termostat kullanılmıştır. Termostatın seti 60 C olarak ayarlanmıştır.



**Şekil 1.** Kapa Tank Su Sıcaklığı Kontrolü

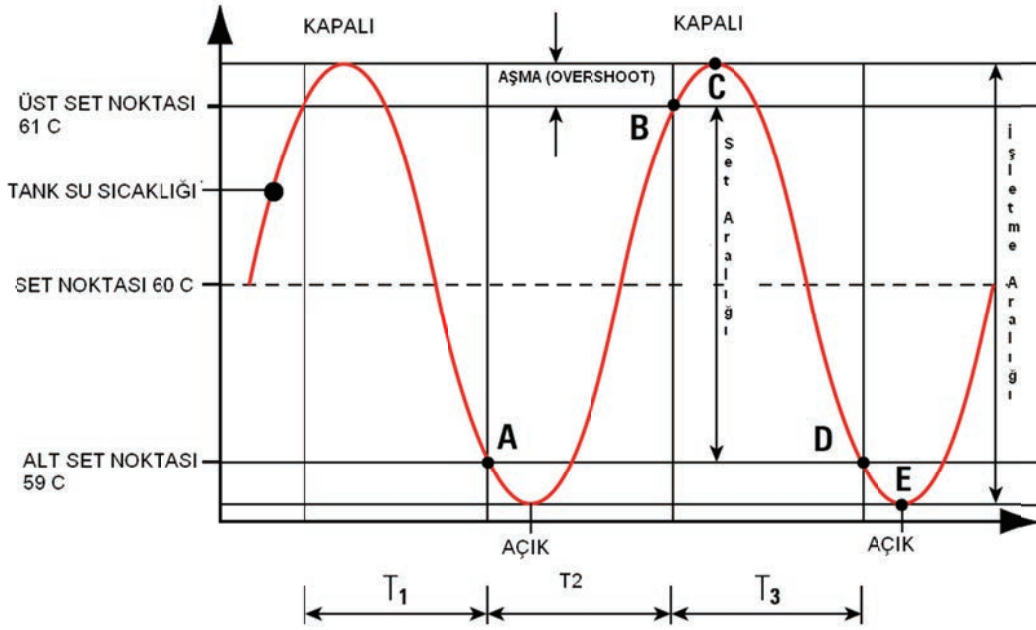
Termostat 60 dereceye ayarlandığı zaman kontrolör valfe aç ya da kapa sinyali göndermeyeceğinden, kısa aralıklar ile aç-kapa yapacaktır. Buda valfin bozulmasına ya da aşınmasına neden olacaktır. Bu durumdan kurtulmak için aç sinyalini 59 C kapa sinyalini de 61 C ayarlanabilir. Termostat +/- 1 derece ile on ya da Off sinyali üretir. Bu sistemin sağlığı açısından kaçınılmazdır.

Şekil 2 de termostatın ürettiği sinyaller ve valfin pozisyonları verilmiştir. Tank sıcaklığı 59 C düştüğünde valfe aç sinyali gitmekte, tanktaki su sıcaklığı 61 C geçtiğinde kapa sinyali gitmektedir.



**Şekil 2.** Termostat Aç – Kapa Sinyali

Her ne kadar su sıcaklığı 59 dereceye ulaşsa da ve valfe aç sinyali gitse de sıcaklık bir müddet daha düşmeye devam edecektir. Bu durum 61 derece tank sıcaklığı için de geçerlidir. Termostat 61 dereceyi gördüğünde valfi kapatmasına rağmen, buhar serpantinindeki sıcaklık devam edeceği için, su sıcaklığı 61 derecenin üstüne çıkacaktır. Dolayısı ile termostat ile set edilen sıcaklık aralığı ile işletme olarak su sıcaklığı farklı olacaktır. Bu durum grafiksel olarak Şekil 3 te gösterilmiştir. A noktasında termostat aç sinyali vermesine rağmen, serpantin dolması ve suyu ısıtması zaman gerektirdiğinden su sıcaklığı 59 derecenin altına inmiştir. B noktasında ise, set noktasını aşmış 61 derecenin üstüne çıkmıştır. Valf kapatmasına rağmen serpantinindeki buhar, suyu ısıtmaya devam etmiştir.



**Şekil 3.** Tank Su Sıcaklığı Kontrolü

Görüldüğü gibi Aç – Kapa kontrolde, kontrol edilen parametre bir işletme aralığında osilasyon göstermek zorundadır. Bu sistemler çoğu ısıtma ve soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır ve yaygındır. Ama pozisyon, hız, basınç kontrolü gibi sistemler için uygun değildir. Bu sistemlerin en önemli avantajı ucuz ve kolay uygulanabilir olmasıdır.

### Sürekli Kontrol (Continuous):

Sürekli kontrol, modülasyon kontrol olarak ta adlandırılır, bu kontrolde valf açıklığı istenildiği pozisyonda kullanılabilir.

Bu kontrol tipide bilindiği gibi kendi içinde üç bölümde ayrılmaktadır;

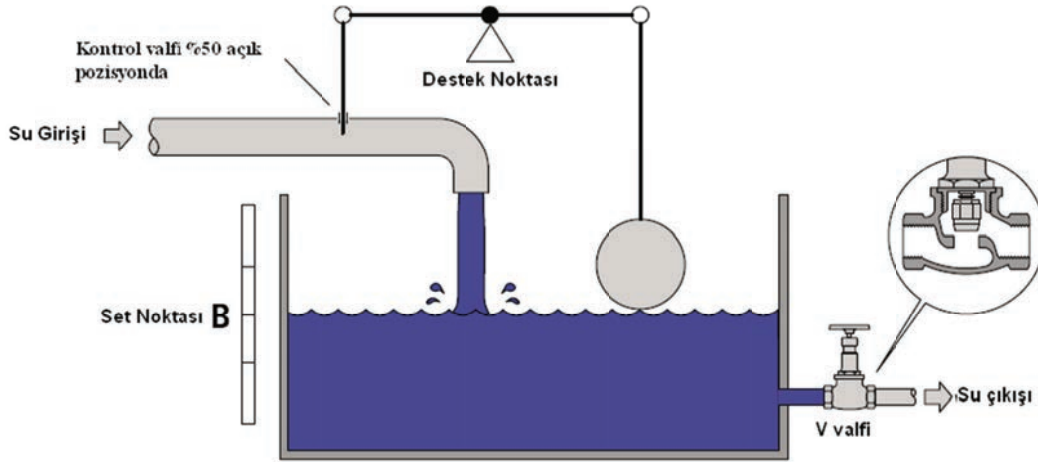
- Oransal ( Proportional – P)
- Entegral (Entegral – I)
- Türev ( Derivative – D)

Genellikle bu kontrollerin bileşkeleri kullanılmaktadır. Bunlar P+I , P+D, P+I+D gibidir. Bu bileşke kontroller, daha iyi cevap verme ve istenilen referansa daha kısa zamanda ulaşmak için kullanılmaktadır. Esas kontrol P kontrolüdür, D ve I kontroller p kontrolün üzerine eklenir ve düzeltici olarak kullanılır.

### P Kontrol:

Ana amaç, en az hata ile prosesi kararlı tutmaktır. Fazla oransal, P band, prosesi kararlı yapar, sonunda hata payı (ofset) fazla olur. Bunun tersi olarak ta dar P bandı, proses kararlılığını azaltır, ama hata payı da azalır. Dolayısı ile optimum çalışma için, p bandı ayarlanmalıdır.

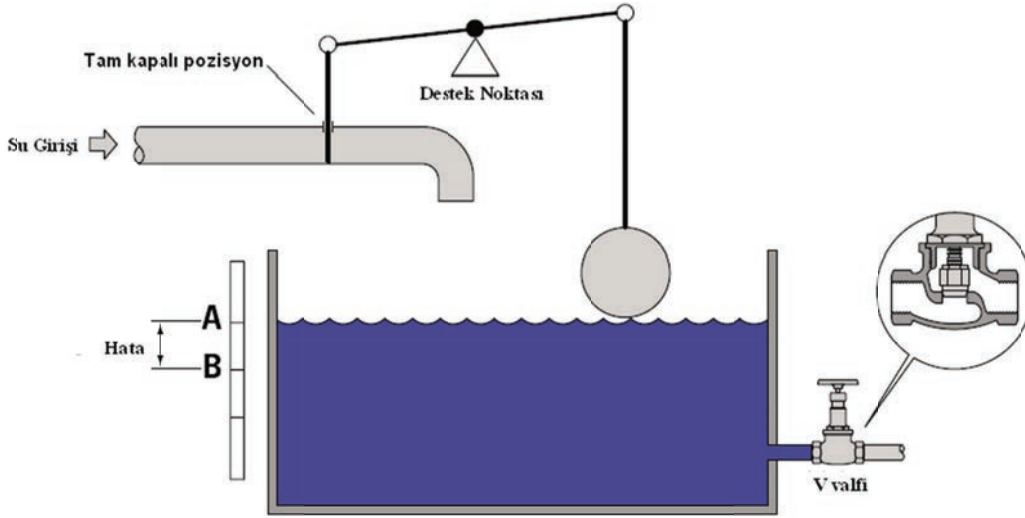
Bu durumu analiz etmek için, şekil 4 te verilen tank su kontrolünü inceleyeceğiz. Şekil 4 te soğuk su tankının giriş ve çıkışında 2 adet aynı büyüklükte valf vardır. Bunlardan girişteki bir şamandıra ile kontrol edilmektedir. B noktası istenilen su kontrol seviyesidir. V valfi % 50 açıldığında sistemin dengede olduğunu ve B seviyesini koruduğunu varsayalım.



**Şekil 4.** Valf % 50 Açık

Şekil 4 te sistem dengede görülmektedir, giren su ile çıkan su aynıdır. Sistem kararlı ve hata yoktur.

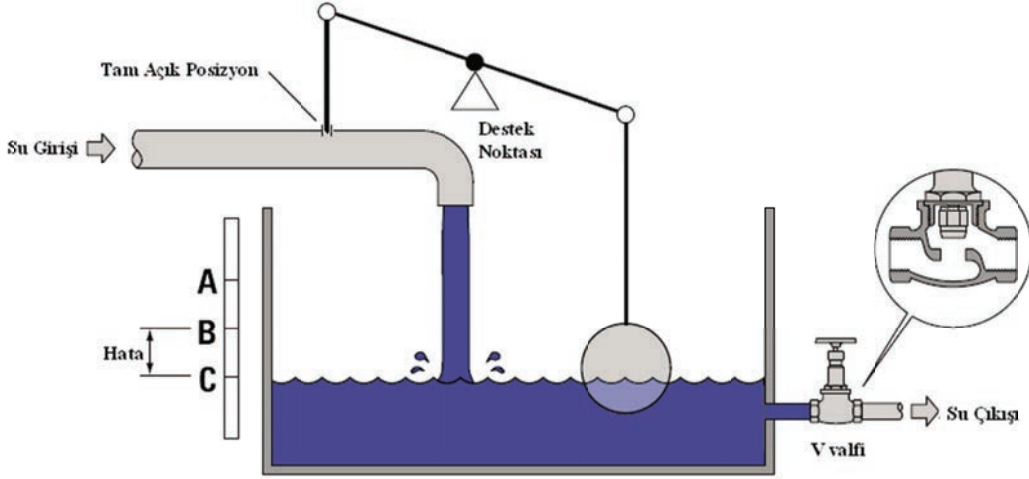
V valfi tam kapatıldığında, şamandıra kalkarak giriş vanasını kapatır, ama seviye artık B değil, A olarak gerçekleşir. Sistem yine kararlıdır, ama hata bandı A ile B noktası arasındaki fark kadardır. Bu durum Şekil 5 te şematik olarak gösterilmiştir.



**Şekil 5.** Valf Kapalı

Oransal hata bandı, P bandı A noktası ile B noktası arasındaki farktır. Valfi tekrar % 50 açtığımızda, seviye tekrar B noktasına gelecektir.

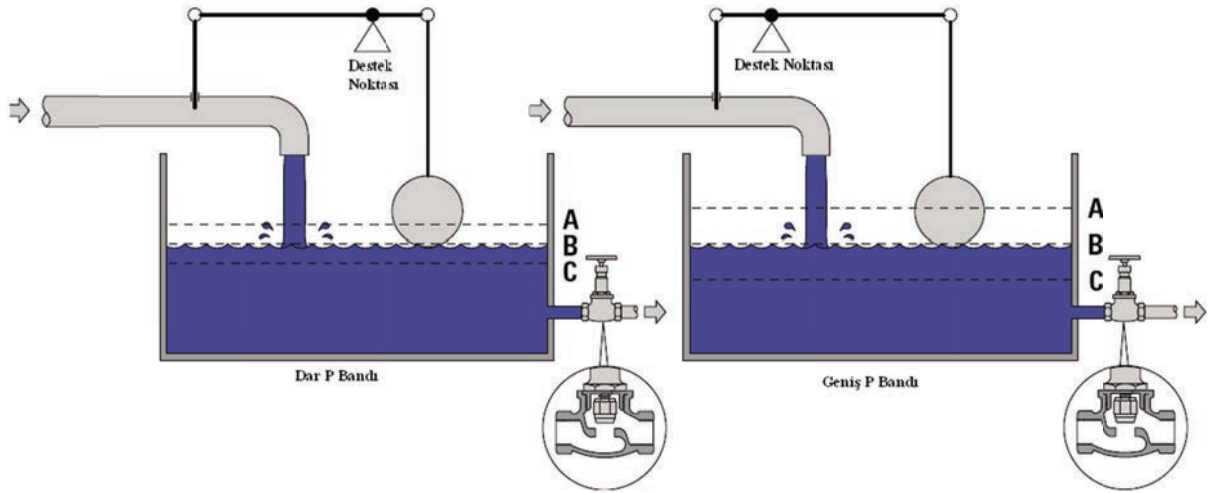
Şekil 6 da, V valfinin % 100 açıldığı durumu inceleyelim. V valfi % 100 açık kaldığında, sistem C noktasında kararlı hale gelmektedir. Hata payı, ya da P bandı, B ile C noktası arasındaki fark kadardır.



**Şekil 6.** Valf % 100 Açık

Durumu özetler isek, A ile C arasında oluşan band, oransal band, hata, ya da P band olarak adlandırılır. V valfinin her değişen pozisyonu için, A ile C noktası arasında oluşan bir P bandı vardır. Sistem kararlıdır ama hata veya P bandı mevcuttur. P bandı, herkesin bildiği gibi  $X_p$  olarak ta adlandırılır. Bu durum Şekil 7 de özetlenmiştir.

Burada gelinen noktamız, eğer hata bandını azaltmak istiyor isek, destek noktasının yerini değiştirerek bunu sağlayabiliriz. Buda Kazanç (gain) olarak tarif ettiğimiz yaklaşımın tarifini ortaya koymaktadır. Valfler değişmediği halde, valf açıklık derecesini ortaya koyan, geri besleme elemanı, şamandıranın destek noktasını değiştirmek sureti ile açıklık miktarını değiştirebiliriz. Buda hata bandını, P bandını azaltır veya arttırır. Çoğu zaman duyduğumuz ve kullandığımız Kazanç (gain) ifadesinin basitçe tarifi budur. Şekil 7 konuyu ifade etmek için kullanılmıştır.



**Şekil 7.** Band (Kaçanç – Gain) ile Hata Arasındaki İlişki

Bu zaman kadar anlatılmaya çalışılan, P bandının, seviye, pozisyon, basınç, sıcaklık olarak, değişimin sağlanabilmesi için valfin sıfır pozisyonundan % 100 pozisyonuna ulaşması idi. Bu basit anlatım gerçek kullanımı şu şekildedir, Valfe uygulanacak % 100 açıklık değeri ile ölçülen veya kontrol edilen değerde yüzdesel değişimdir. Yani P bandı, Sıcaklık, basınç vb. gibi bir birimden çok, yüzdesel bir değişimdir.

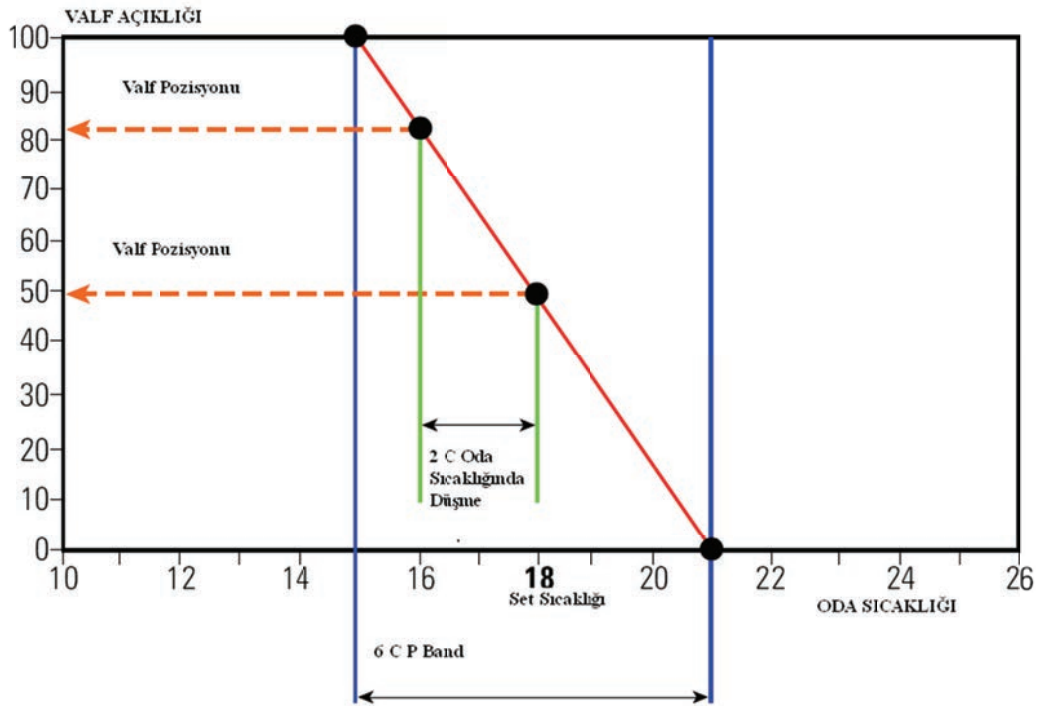
Elektriksel ve hava ile kontrollerde set değeri, P bandının ortası alınır. Bu konuyu algılamak için, P bandının değişiminin etkisini sıcaklık kontrolü örneğinde inceleyeceğiz.

Bu örnekten amaç, P kontrol'ün değişik kullanımlarını görmek ve çıkan sıkıntılarda, niçin I ve D kontrolü kullanmamız gerektiğini anlamaktır.

Bunun için bir odanın sıcaklığını kontrol etmek istiyoruz. Elimizde su tipi bir radyatör var. Su akışını oransal olarak kontrol eden de bir valfimiz mevcut, ayrıca elektronik kontrol ünitemiz ve sıcaklık ölçümü için bir sensörümüz var. Kontrol olarak bandımız, 0- 100 C olan giriş aralığına göre % 6, odanın set sıcaklığı ise 18 C olarak tanımlanmıştır.

Dışarıda herhangi bir ısı değişikliğinden dolayı, odanın ısısı düşmekte ve bu sensor tarafından hissedildiğinde, kontrol valfi açarak, sıcak suyun geçişine izin vermektedir. Her ne kadar valf açsa da sonuçta 18 C yi yakalamak problem olabilir. Bunu aşağıdaki değişik örnekler ile açıklamaya çalışalım.

Şekil 8 deki örnekte, oda sıcaklık seti 18 C, şu an oda sıcaklığı 18 derece ve valf % 50 açık durumdadır. P band, Oransal band 100 C de, % 6 olarak set edilmiş, yani 18 C nin 3 derece altı ve 3 derece üstü.



Şekil 8. Oda Sıcaklığı – Valf Açıklığı (%) P Band: 6 C

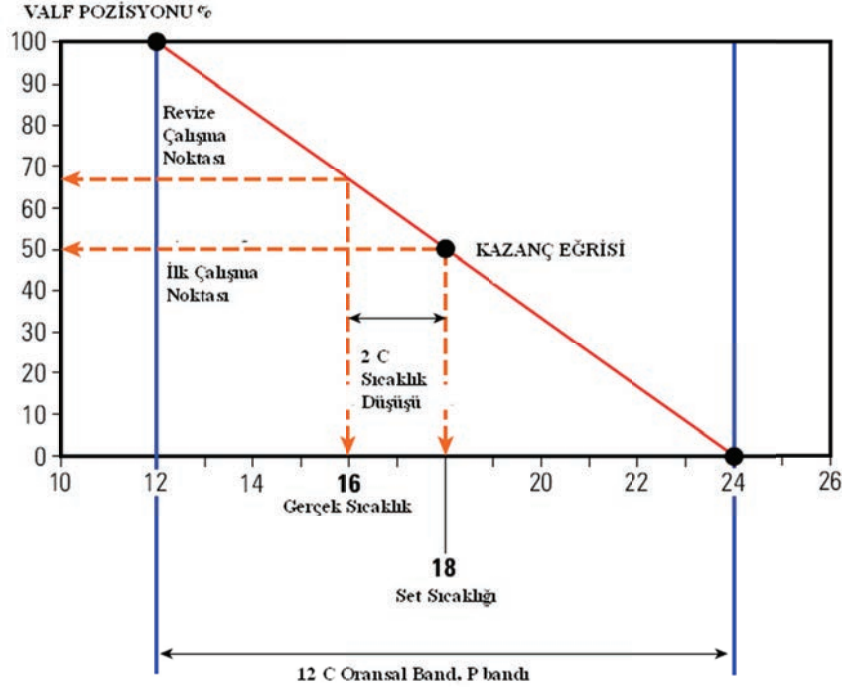
Oda sıcaklığının 16 C düştüğünü varsayalım, grafiğe göre valf açıklığı % 83 olacaktır. Oransal kontrol ile eğer kontrol edilen yük değişirse, dolayısı ile hata ya da ofset de değişir. % 50 den daha az bir yük, oda sıcaklığını 18 derecenin üstüne taşır, % 50 nin üstünde bir yük ise 18 C üzerine taşır. Kontrol seti ile oda sıcaklığı arasındaki fark Oransal hata (Proportional Ofset) olarak adlandırılır. Örnekte verildiği gibi, dış sıcaklık veya etkenler değişmediği sürece valf % 83,3 açıklıkta kalacaktır. Buna Kazanılmış Hata, (Sustained Ofset) de denilir.

#### P Bandının Değişebilir Olmasının Etkisi:

Elektronikte ve hava kontrolünde, P bandı ayarlanarak değiştirilebilir. Buda kullanıcıya uygulamaya göre ayarlama iznini verir.

### P bandının artırılması:

Bir önceki örnekte P bandını %6 dan % 12 ye çıkarır isek, aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi, aynı sıcaklık düşümünde, valf açıklığı % 83,3 ten, % 68 e düşecektir.



Şekil 9. Oda Sıcaklığı – Valf Açıklığı (%)

### P bandının azaltılması:

Eğer P bandı azaltılır ise, birim sıcaklık değişimi için, valf açıklık miktarı artacaktır. Belirli bir azalmadan sonra kazanç eğrisi dik olacağından sistem Aç-Kapa gibi çalışır ve osilasyon başlar.

P bandının artırılması hata miktarını artırır, ama sistem kararlıdır. Azaltmak ise, hata miktarını azaltır, ama kararlılıkta azalır. Bu konuya ileriki anlatımlarda açıklık getirilecektir.

### Kazanç:

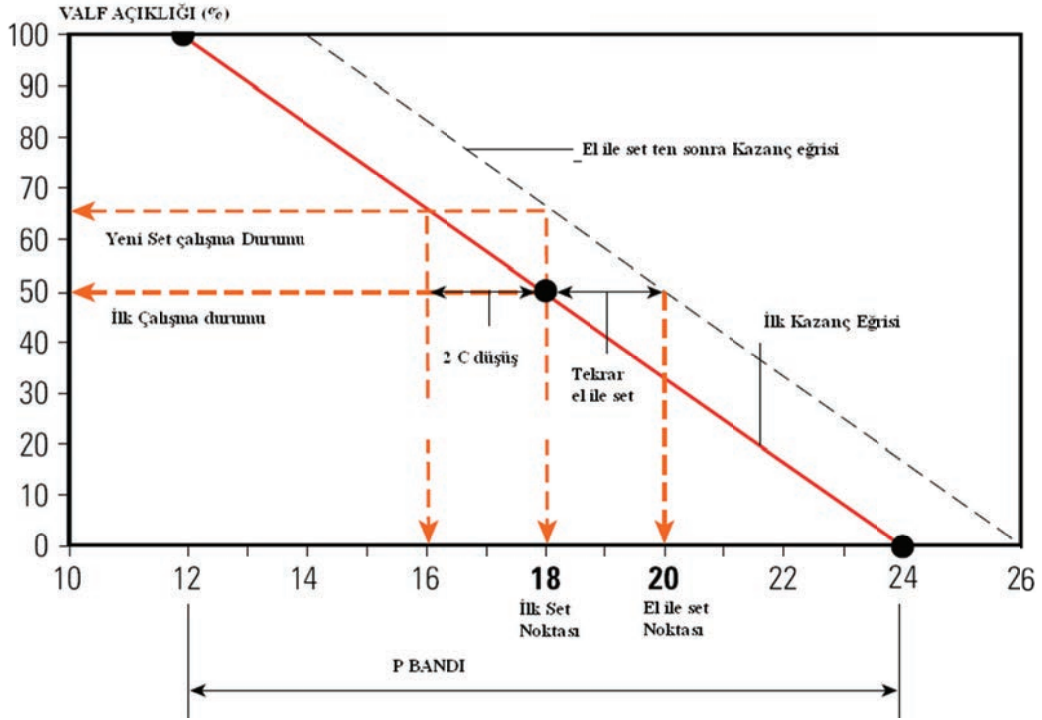
Kazanç terimi, P bandının tersidir. Kontrol ünitesinin fazla kazançlı olması, birim hata için verilen çıktının artması manasındadır. Örneğin, kazanç 1 e karşılık, verilen valf açıklık sinyali 10 ise, kazanç 5 e çıkarıldığında aynı hata için verilen sinyal 50 olur. Basit bir terimle kazanç birim hata için üretilen sinyal, oransal çarpım olarak artırır.

### Set Noktasının Elle Değiştirilmesi:

Şu ana kadar olan açıklamalar ile oransal kontrol de, yük % 50 den farklı bir değere ulaştığında, hat miktarı da oluşmaktadır. Yukarıdaki örneklerde verilen, 2 C lik fark, el ile set değerinin değiştirilmesi ile aynı valf açıklığında istenilen set değerine ulaşılabileceğini göstermektedir. Bu durum Şekil 10 da anlatılmıştır.

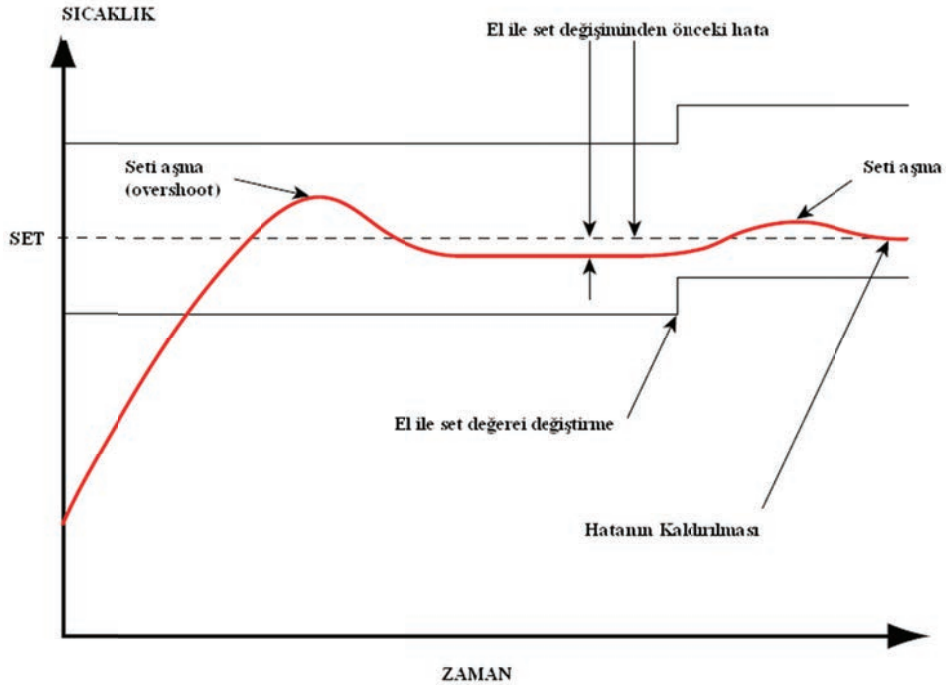
Set değeri 18 C iken, dış şartların değişmesi neticesinde, 16 ya düşen oda sıcaklığı, yeni set değeri 20 C yapılarak, tekrar aynı valf açıklığında 18 C yakalanmaktadır.





**Şekil 10.** Set Noktasını Değişirme

Oransal kontroldeki, P kontrol, hata payını azalmak için uygulanan bu metod, otomatik olarak ta yapılabilir. Bu durumda oluşan kontrol eğrisi şekil 11 de verilmiştir.



**Şekil 11.** El ile Set Değişirme Etkisi

## İNTEGRAL KONTROL – Otomatik set değiştirme – I KONTROL

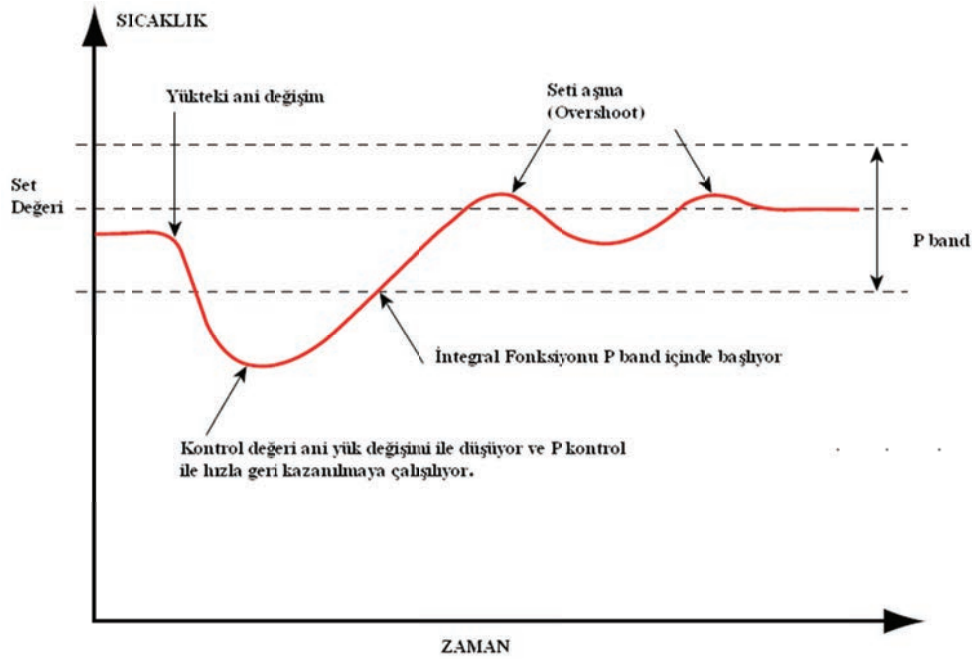
Her zaman el ile set değiştirmek çok mantıklı bir yaklaşım değildir. Her şart değişiminde set değiştirmek pratik olarak mümkün görülmemektedir. Ayrıca operatörün, Set değeri, gerçek değer, istenilen değer gibi kavramları karıştırması da olasıdır. Bazı hızlı kontrol proseslerinde ise bunu el ile yapmak imkansızdır. Bu durumda otomatik kontrolü kullanırız.

Bu normalde P kontrol içeren bir yapıdır, ama içinde el ile set değiştirme işlemini yapan integratör vardır. Buda bizim I kontrol diye ifade ettiğimiz kontrol elemanının kendisidir.

İntegral fonksiyonun amacı, hatayı devamlı olarak kaldırmak için, kontrol sapma değerini zaman üstünde integralini alarak, kontrolör çıkışını otomatik değiştirir. İntegral Fonksiyon Zamanı (IAT), oransal, P kontrol de ortaya çıkan hatayı gidermek için, integral fonksiyonun aktif olduğu zamandır. İntegral fonksiyonu zamana göre hatları topladığı için, zamanla artarak devam eder, hata bir zaman sonra integral fonksiyonu ile sıfıra doğru düşer. Dolayısı ile tekrar şartlar değişinceye kadar hata giderilmiş olur, sistemdeki dinamik değişiklikler integral fonksiyonu ile giderilmiş olur.

Yukarıda anlatılan kontrol tipi de, hepimizin bildiği P + I kontroldür.

İntegral fonksiyonu, genellikle P bandı ile kısıtlanır. Şekil 12 de tipik bir saha şartlarının ani değişimi ile yaşanan P + I kontrolün davranışını ortaya koymaktadır. Kontrolün ilk aşamasında P bandı aktiftir. Kontrol değeri P bandı içerisine girdikten sonra integral fonksiyonu devreye girer.



**Şekil 12.** P + I Kontrol – Yükteki Ani Değişim

IAT, İntegral Kontrol Zamanı, kontrolör üzerinde ayarlanabilir zamandır.

- Eğer çok az olarak tanımlanırsa, hızlı reaksiyon verir, sistem kararlılığı azalır.
- Eğer çok uzun olur ise, yavaş reaksiyon verir, hatayı gideremez,

IAT, birimi zamandır. Bazı kontrolörlerde bir dakikadaki tekrarlama adedidir.  $1/(IAT - \text{dakika})$ , değer sonsuz ya da sıfır seçilir ise, integral kontrol devre dışıdır.

Eğer örnekteki gibi, ani değişimler olduğunda, P band içerisine kadar integral kontrol devrede de olmasa dahi, değişim çok fazla olduğundan, integral kontrol etkisi sistemi osilasyona götürebilir. Bu yüzden, P bandı ve IAT zaman seçimi önem kazanmaktadır.

Bu durumlarda, ölçüm değerinin ani değişiminden dolayı, integral düzeltme miktarının önüne geçmek için farklı bir kontrole gitmek ihtiyacı doğmaktadır. İleri kontrol tekniklerinde, hat payına göre integral kontrolü devreye koyan kontrol sistemleri geliştirilmiştir.

Osilasyon etkisini azaltmak için, ölçüm değerinin değişim miktarı hesaplanarak, hata payı azaltılmaya çalışılır. Buda yeni kavram olan Türev, D kontrol mantığını ortaya koymaktadır.

### **Türev Kontrol – Değişim Oranı:**

Türev kontrol, D Kontrol, kontrol edilen değer değişiminin hesaplanarak, kontrolör çıkışının kontrol edilmesini öngörür, bu sayede seti aşma (overshoot) olayı optimize edilir.

Eğer sisteme, zaman gecikmeli (time lag) olarak uygulanır ise, ani değişimlerde sistemin daha kararlı bir şekilde kontrol edilmesine imkân tanır.

Türev kontrolü, yalnızca kontrol edilen sinyalde değişim olduğu zaman devreye girer, eğer değişim yok ise, hata sabit ise, türev kontrol devrede değildir. Bu kontrol, kontrol değerinde ani değişimler olduğu zaman çok verimli olur. Ama uygulanması çok kolay değildir. Yanlış uygulamalar problemi çözmekten çok yeni problemler ortaya koyar.

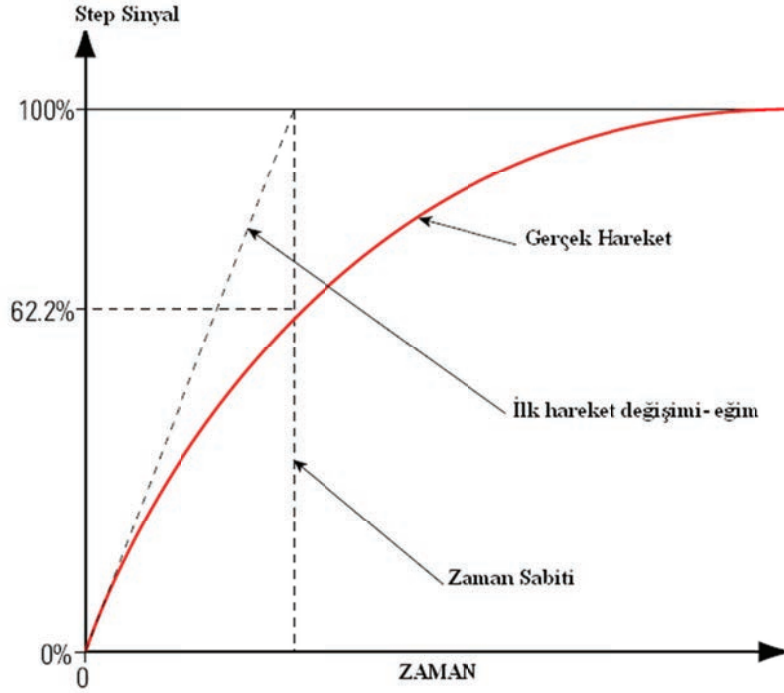
D kontrol, kontrolör üzerinde ayarlanabilir,  $T_D$  olarak adlandırılır ve birimi zaman birimidir.  $T_D$  sıfır ya da sonsuz olduğunda devrede değil demektir.

Kontrolde ilk başlangıç P Kontrol ile olmalıdır. Bilindiği gibi P kontrol de her zaman hata vardır. Bu hatayı kaldırmak için I kontrol devreye sokulabilir. Eğer zaman gecikmeli ve ani değişimler oluyor ise D kontrolde çözüm içerirse girer. Sonuç P+I+D kontroldür. Eğer IAT ve D değerleri uygun ayarlanabilir ise, sonuç, hızlı ve kararlı, hata olmayan bir kontroldür.

### **Zaman Sabiti:**

Zaman sabiti kontroldeki notasyonlardan biridir. Step, ani değişimlere karşı kontrol sisteminin cevap verme süresi olarak ta tanımlanır.

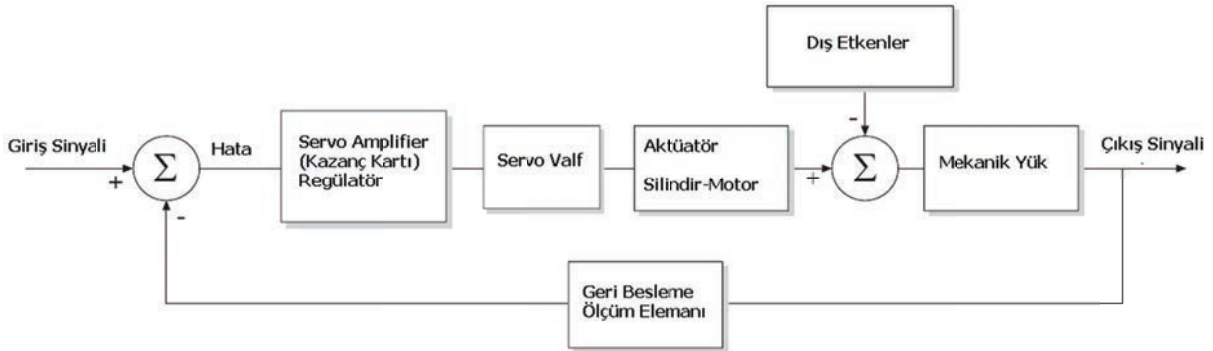
Sisteme Ani bir step sinyal verildiğinde bu sinyalin % 63,2 sine erişim zamanı, o kontrol sisteminin zaman sabiti olarak adlandırılır.



Şekil 14. Zaman Sabiti

### 3. ELEKTRO- HİDROLİK SERVO SİSTEM

Servo hidrolik sistemin ana elemanları Şekil 15 te verilmiştir. Ana kontrol teorisinde olduğu gibi, sistemin çıktısı, ölçüm elemanı ile ölçülerek geri besleme sağlanır. Bu geri besleme miktarı, referans ile karşılaştırılarak, çıkan hata miktarı tekrar Servo valfe uygulanır. Hata miktarı Servo valfi süren kart kazancı ile çarpılır. Servo valfin aktüatörü sürmesi ve mekanik yükün hareketinin sağlanması ve tekrar hareketin ölçüm elemanı ile ölçülerek geri besleme yapılması, hata sinyalinin oluşturulması ile kapalı çevrim devam eder. Optimum seçilmiş, kontrol elemanları ile sistem beklenen zamanda, karalı olarak istenilen hedefe ulaşır. Buradaki önemli husus kontrol sisteminde yer alan, Servo valf, Kazanç kartı, Aktüatör, Geri besleme ölçüm elemanı gibi elemanların doğru seçimi ile kontrol kararlı ve hızlı olabilir.



Şekil 15. Servo Sistem Ana Kontrol Elemanları

Kazanç kartı, (amplifier gain) değerini maksimum yapmak, sistemin kararlılığını bozabileceğini daha öncede belirtmiştik, ama hata payını ve zaman sabitini azaltır. Bu yüzden uygulamalar arasında kararlılık bazen daha da ön plana çıkabilir.

Genelde üç tip Servo kontrol sistemi mevcuttur.

- Pozisyon Servo Kontrolü ( Doğrusal, Açısal )
- Hız Servo Kontrolü ( Doğrusal, Açısal )
- Yük, Basınç veya Tork Servo Kontrolü

Kontrol grubundaki elemanların genel olarak kararlı ve hızlı bir kontrol olması için gerekliliklerini gözden geçirilmesi lazımdır.

### **Servo Valf:**

2 karakteristik baskın olarak kontrol performansında öne çıkmaktadır;

- Frekans cevap verme süresi ( Frequency response ), zaman sabiti (time constant)
- Threshold (resolution), eşik değeri – Hysteresis, Döngü hata payı

Bu iki özelliğe detaylı olarak incelenecektir.

Servo valfin yerleşimi;

- Servo valfi mümkün olduğunca aktüatöre yakın monte etmek gereği vardır. Bilindiği gibi kullanılan hidrolik yağlar sıkıştırılabilir, buda Servo valfin cevap verme süresini etkiler. Konunun detayını ilerideki kısımlarda inceleyeceğiz.
- Valf ile aktüatör arasındaki esnek hortumların azaltılması gereklidir. Genel kural olarak hortum gibi esnek malzemeler içine aldığı hidrolik hacmin, 1/3 kadar yay sabitesini azaltır. Ayrıca içerdiği plastik yapıdan dolayı kirliliği artırır. Kullanılması gereken malzeme naylon, teflon veya termoplastik iç kaplamalı hortum kullanmak gerekir.

Servo valf büyüklüğü;

- Genelde valf seçimi yapılırken, valf maksimum debi geçirirken, valf üzerindeki basınç düşümü, sistem basıncının 1/3 ya da ¼ basınç düşümüne karşılık gelmelidir. Eğer basınç düşümü çok küçük kalır ise, valf hareketleri ile debi elde etmek mümkün olmaz, sistem cevap vermesi düşer.
- Fakat bu basınç düşümünün fazla seçilmesi de gereksiz olur, büyük valf sistem için israf olduğu gibi, küçük gibi cevap verme süresini düşürür.

### **Servo Amplifier:**

Analog elektronik devrelerin dinamiği Servo valf- Kütle-Yay sisteminden çok daha iyi olduğundan ihmal edilebilir.

Fakat bazı dijital sistemlerin dinamik karakteristiklerini kontrol edilmesinde fayda vardır;

- Kontrolde kullanılan PLC lerin veri yenileme frekansları veya hızları, Servo Valflere göre 20 kat daha hızlı olması gerekmektedir.
- Pozisyon Geri beslemeli valflerde kullanılan, dijital – Analog çeviricilerin frekanslarının da en az Servo valfin 20 katı, hatta Servo valfin 90 derecedeki frekans respsununun 100 katı olması gerekir.
- 12 ya da 16 bit Dijital-Analog çeviriciler kullanılmalıdır. Altındaki değerler valfin ve istemin cevap verme süresini azaltır.
- Son olarak Servo valfe gönderilen akım değeri;
  - Sistemin kararlılığının artırılması için, P, P+I, P+I+D kontrol kullanılmalıdır. Buna göre Servo amplifier seçilmelidir. Pozisyon kontrol problemlerinin % 90 ının P kontrol ile halledilebildiğini unutmamak gerekir, karmaşık kontrol sistem verimliliğini direk etkiler.

- Amplifierlerin, yüksek manyetik alan oluşturan motor ve benzeri ekipmanlardan uzak tutulması gerekir. Gerekirse koruma yapılmalıdır.
- Servo valfe giriş sinyalini gönderen kablolar, korumalı seçilmelidir.

### Geri Besleme Ölçüm Elemanı:

Bu elemanın seçimi önemlidir, sistemin cevap verme süresini, responsunu, etkileyen en önemli elemanlardandır. Seçimde dikkat edilmesi gereken özellikleri;

- Linearity, doğrusallık
- Threshold, Hysteresis, eşik değeri, hata bandı.
- Sıcaklık ve zaman göre sapma,
- Frekans responsu, sistemin en düşük responslu elemanından 3 ya da 10 kat daha hızlı olmalıdır.
- Aktüatöre ne kadar yakın monte edilirse, o kadar, kütle-yay etkisi azaltılmış olunur.

### Aktüatör (Silindir-Motor):

- Servo valf performansının, valfin maksimum debisinde, valf üzerinde oluşacak basınç kaybının, sistem basıncının 1/3 ile ¼ çarpanında olması gerektiğini söylemiştik. Dolayısı ile silindirleri dizayn ederken bu faktör dikkate alınmalıdır.
- Rezonans frekansı hesaplanmalı ve buna göre aktüatör alanları hesaplanmalıdır. Alanların artırılması, doğal frekansın artırılması hassasiyeti arttıracaktır.
- Kullanılan sızdırmazlık elemanlarının % 2 ile % 20 arasında sürtünme kuvvetlerini değiştirdiğini kabul edip, bunun pozisyon kontrol hassasiyetine olan olumsuz etkisi göz önüne alınmalıdır.
- Kullanılan manifold ya da aktüatör dizaynında hava ceplerinin oluşumu engellenmelidir. Hava sıkışabilir elman olduğundan cevap verme sürelerini ve geri besleme ölçümlerini engellemektedir.
- Silindirlerde piston rod alan oranını 2:1 den az tutmaya gayret edilmelidir. Çünkü bu oran arttıkça silindir ileri ve geri hızları arasındaki fark artacaktır. Hız ile alan arasındaki ilişki aşağıdaki gibidir.

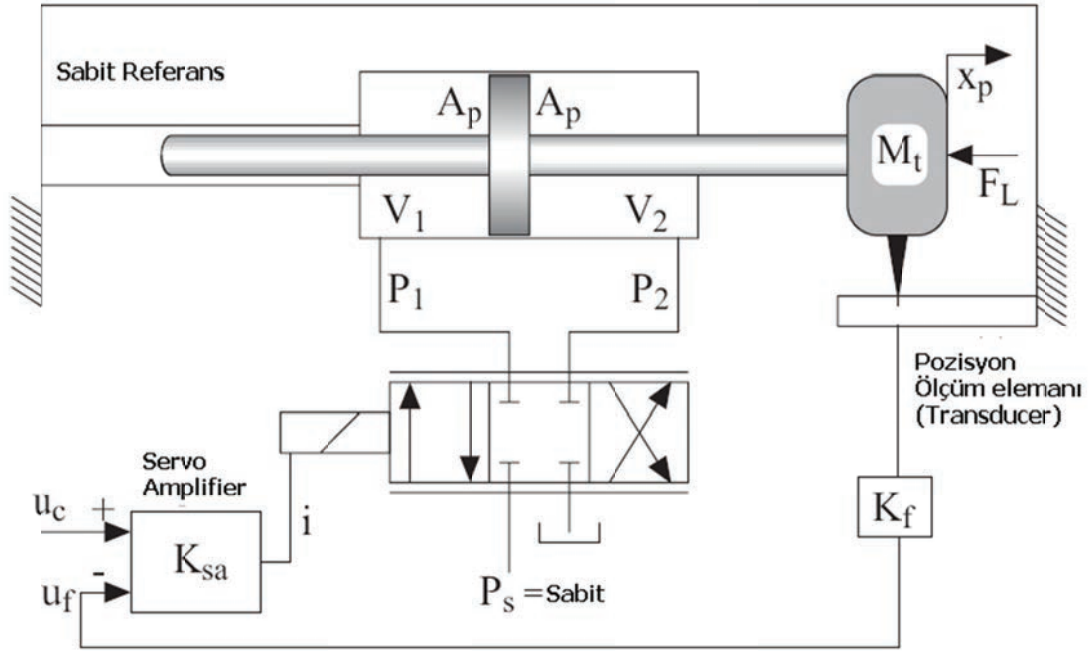
$$\frac{\text{İleriHız}}{\text{GeriHız}} = \sqrt{\frac{\text{PistonAlanı}}{\text{RodAlanı}}}$$

- Aktüatörün yüke bağlantısında, boşluk minimum olmalıdır. Ölçülen ve kontrol edilen değerlerin hassasiyetinin 3 ya da 10 katı pozisyon geri beslemenin hassasiyeti olmalıdır.
- Mekanik rigidlik, hidrolik rigidliğin 3-10 katı olmalıdır.
- Dişli kutusu kullanımı inertia, momentum dan dolayı doğal frekansı arttırırsa da, diş boşlukları sistem performansını düşürebilir.

Sonuç olarak kontrol sisteminde, 2 önemli parametre vardır, birisi zaman sabiti, diğeri ise frekans responsu, bu iki parametre de birbiri ile bağıntılı olsada, sistem kararlılığı ve cevap verme süresi açısından önem arz etmektedir. Konu detay olarak ileriki bölümlerde ele alınacaktır.

### Pozisyon Servo Kontrolü:

Temel kontrol sistemlerindedir, şematik gösterim Şekil 16 da gösterilmiştir.



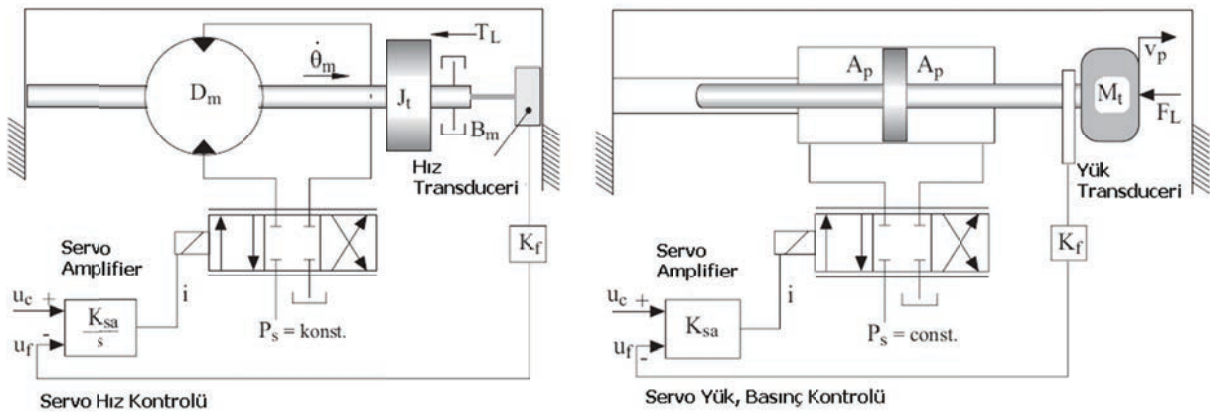
Şekil 16. Pozisyon Servo Kontrol

Yükün pozisyonu, bir ölçüm elemanı, transducer ile ölçülür, bu ölçüm sinyali olarak  $u_f$ , Servo amplifier a veya kontrolöre iletilir, Servo Kontrolör  $u_c$  yi kıyaslar, ortaya çıkan hata,  $K_{sa}$  amplifier kazancı ile çarpılır ve  $i$  amplifier çıkışı olarak valfe iletilir. Sistem hata istenilen seviyeye düşünceye kadar geri besleme ile devam eder. Burada kullanılan silindir yerine hidro motor olabilir, bu durumda ölçülen değer pozisyon yerine açı olacaktır. Silindir tek etkili veya çift etkili olabilir.

### Hız ve Yük, Basınç Servo Kontrolü:

Kontrol mantığı ana elemanları olarak, pozisyon kontrol ile aynıdır. Kullanılan Servo valfler ve ölçüm geri besleme elemanları farklıdır. Silindir ve hidro motor kullanılabilir. Geri besleme olarak hız, basınç ya da yük sensörü kullanılır.

Hız kontrolde Servo amplifier integral tiptir. İntegrasyon Servo valf ve çıkış hızında yapılmaz, genellikle amplifier da bu iş bitirilir. İntegrasyon statik hataları kaldırmak ve kararlılığı sağlamak için gereklidir.



Şekil 17. Yük ve Hız Kontrolü

Genelde yük Servo kontrolünde, direk yükün üstüne yerleştirilen basınç transmitteri veya yük hücresi, load cell ile geri besleme yapılır. Yük Servo kontrolünde Servo amplifierde, hız kontrolünde olduğu gibi integratör yoktur. Bu sistemler ilerde detaylı olarak incelenecektir.

Bu aşamada Servo valfleri incelemekte fayda var, kontrol grubunun en değişken elemanlarından olan ve saha şartlarından etkilenen bu eleman kontrol performansını da işletme şartları değiştiğinde en fazla etkileyen eleman olarak kendisini göstermektedir. Servo Valflerin birçok karakteristiklerini ve özelliklerini (9) ilgili dökümanda incelenmiştir. Bu kısımda daha çok kontrol ağırlıklı özelliklerine yer vereceğiz.

#### 4. SERVO VALF KARARLI KARAKTERİSTİKLERİ

Servo Valflerin dizaynı ve seçimi, ne kadar hidrolik güce ihtiyaç olduğu, ne kadar hassasiyet istendiği, cevap verme süresinin ne kadar olduğu gibi parametrelere bağlıdır.

Her hangi bir Servo valf teknik kataloğuna baktığımızda aşağıdaki Şekil 18 de verilen dataları görürüz.

#### D661 Highresponse Series Technical data

Model . . . Type	D661 - . . . . . G . . . . . C			
Mounting pattern	ISO with additional 2 <sup>nd</sup> T-port	ISO 4401 - 05 - 05 - 0 - 94		
Valve version		4-way 2- stage with bushing spool assembly		
Pilot stage	ServoJet	highresponse		
Pilot connection	Optional, internal or external	X and Y	X and Y	X and Y
Mass		5,7 (12.6)	5,7 (12.6)	5,7 (12.6)
Rated flow	(±10%) at $\Delta p_N = 35$ bar (500 psi) per land max.	20/90 (5.3/23.8)	40/80 (10.6/21.1)	120/160/200 (31.7/42.3/52.8)
Operating pressure				
Main stage:				
ports P with X external, A, B	[bar (psi)]	350 (5000)	350 (5000)	350 (5000)
port T <sub>1</sub> with Y internal	[bar (psi)]	210 (3000)	210 (3000)	210 (3000)
port T <sub>2</sub> with Y external	[bar (psi)]	350 (5000)	350 (5000)	350 (5000)
Pilot stage:				
regular version	[bar (psi)]	280 (4000)	280 (4000)	280 (4000)
with dropping orifice (on request)	[bar (psi)]	350 (5000)	350 (5000)	350 (5000)
Response time*	for 0 to 100 % stroke	[ms]	6,5	11
Threshold*		[%]	< 0,1	< 0,08
Hysteresis*		[%]	< 0,4	< 0,3
Null shift	with $\Delta T = 55$ K	[%]	< 2,0	< 1,5
Null leakage flow*	total max. (~ critical lap)	[l/min (gpm)]	3,9/5,4 (1.0/1.4)	4,7 (1.2)
Pilot leakage flow*		[l/min (gpm)]	2,6 (0.7)	2,6 (0.7)
Pilot flow*	max., for 100% step input	[l/min (gpm)]	2,6 (0.7)	2,6 (0.7)
Spool stroke		[mm (in)]	± 1,3 (0.051)	± 2,0 (0.079)
Spool drive area		[cm <sup>2</sup> (sq in)]	1,35 (0.21)	1,35 (0.21)

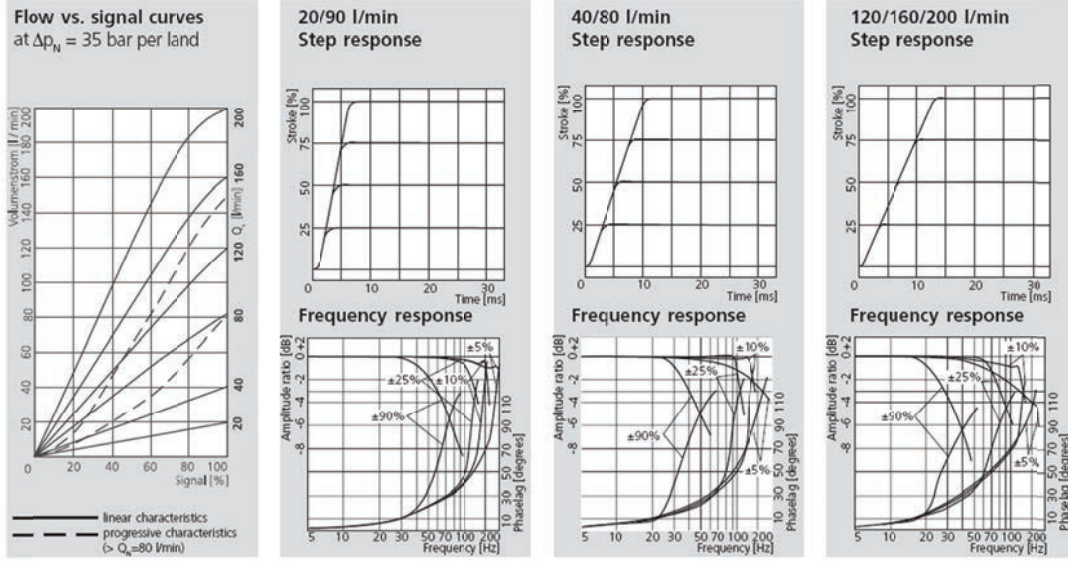
\* at operating or pilot pressure 210 bar (3000 psi), fluid viscosity of 32 mm<sup>2</sup>/s (0.05 in<sup>2</sup>/s) and fluid temperature of 40° C (104° F)

Şekil 18. Tipik Servo Valf Teknik Dataları

Görüldüğü gibi, Rated flow, response time, Threshold, Hysteresis, Null leakage flow gibi özellikler verilmiştir. Bunları detayları ileriki kısımlarda açıklanacaktır. Bunun dışında aşağıda belirtilen frekans response diyagramlarına kataloglarda verilir.



Typical characteristic curves at operating or pilot pressure 210 bar (3000 psi), fluid viscosity of 32 mm<sup>2</sup>/s (0.05 in<sup>2</sup>/s) and fluid temperature of 40° C (104° F)



Şekil 19. Tipik Frekans Response Verisi

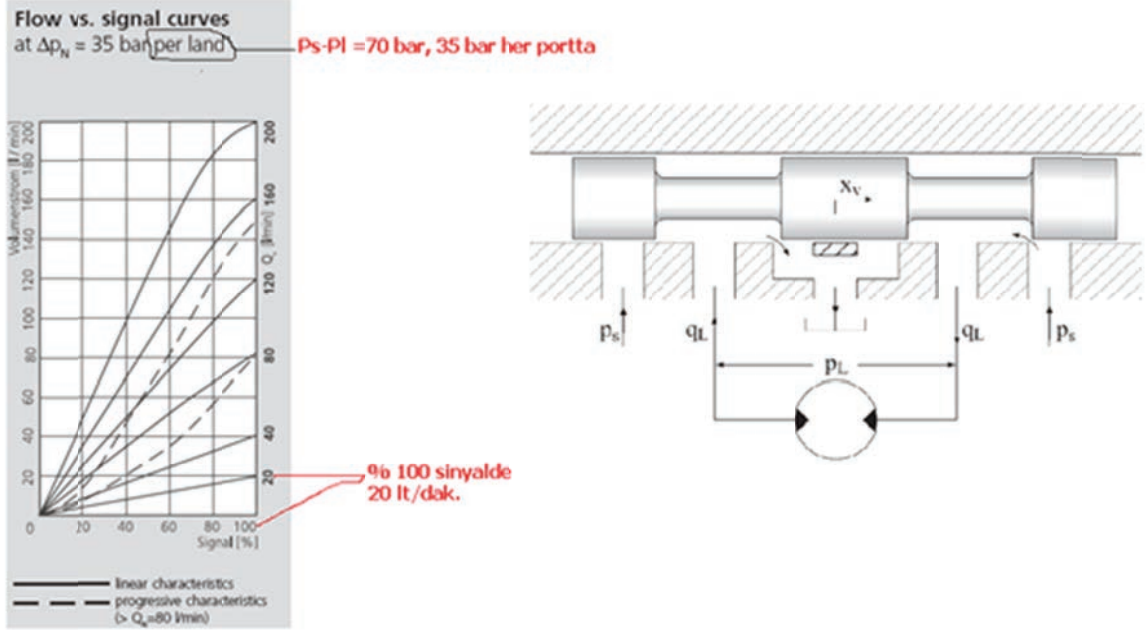
Burada da görüldüğü gibi, veriler, giriş sinyalin büyüklüğüne farklı grafikler elde edilir. Genelde tüm yaklaşımlar, Rated sinyal dediğimiz, Uygulanabilecek maksimum giriş sinyalinin yüzdesi olarak tüm değerler verilir.

Bu verilen özellikleri detaylarının anlaşılması Servo Valflerin seçimi, kullanımı ve performanslarının tespiti açısından önemlidir.

#### Rated Flow, Tanımlı Debi:

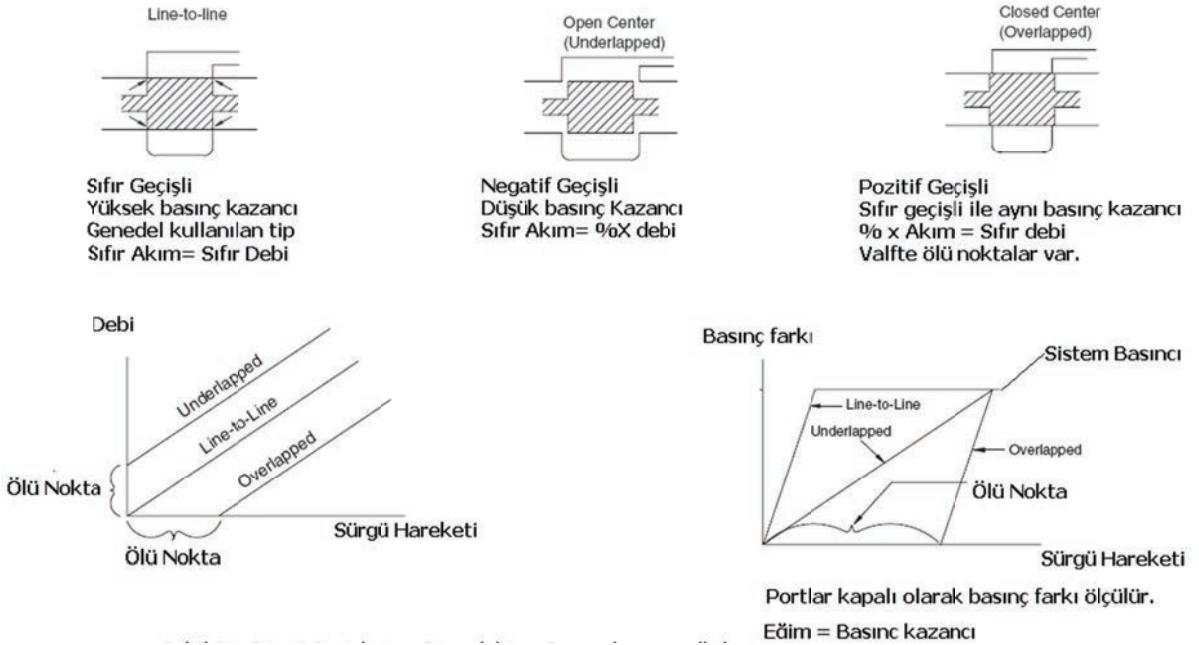
Bu debi miktarına, yüksüz debi miktarı da denir, valfe önüne herhangi bir silindir bağlanmaz, portlar birbirine bağlanır ve araya bir debimetre konularak debi ölçülür. Valf tam açık olduğundaki değer, basınç farkı 70 bar iken ölçülür bu değer Rated flow olarak adlandırılır. Sistem basıncı 70 bara ayarlanır, tank basıncı sıfırdır. Portlar birbirine bağlı olduğu için her portta 35 bar basınç düşümü olur. %100 sinyalde elde edilen debi Rated Flow dur. Şekil 20 de detaylı açıklama yapılmıştır.

Typical characteristic curves at operating or pilot pressure 210 bar (3000 psi), fluid viscosity of 32 mm<sup>2</sup>/s (0.05 in<sup>2</sup>/s) and fluid temperature of 40° C



Şekil 20. Rated Flow, Tanımlı Debi

Debi ile alakalı olarak sürgü geçişlerini de bu bölümde aktarmakta fayda var. Genelde 3 tip sürgü geçişi vardır, bunlar sıfır geçiş (line-to-line), Negatif Geçiş (underlapped) ve Pozitif Geçiş (overlapped) dir. Açıklama Şekil 21 de verilmiştir.



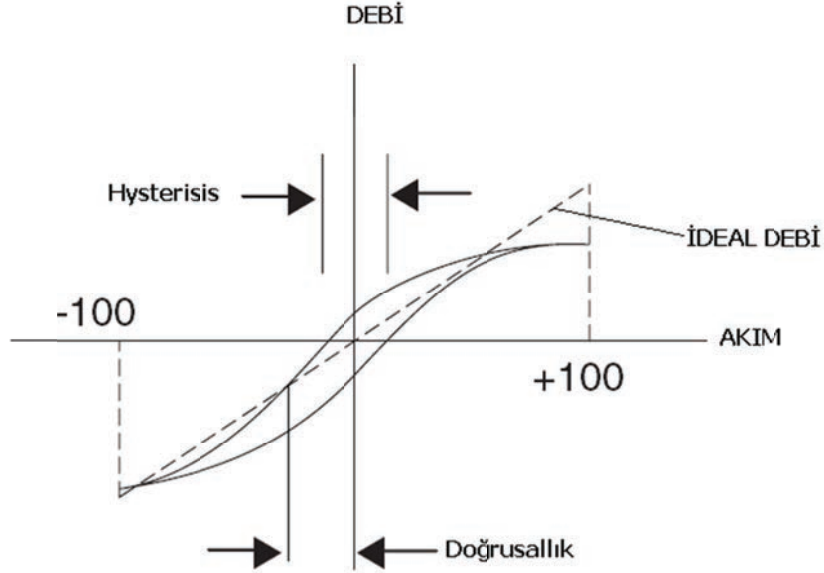
Şekil 21. Sürgü Geçişlerine Göre Debi ve Basınç Kazanç Eğrileri

### Hysterisis:

Elektromekanik sistemlerde, sürtünme, manyetik alan gibi dış etkenlerden dolayı sisteme her giren aynı sinyal, aynı sonucu vermez. Dolayısı ile sistemde bir çeşit hata oluşur. Genelde test giriş sinyali -

%100 den başlar, +%100 e çıkar ve sonrada tekrar -%100 e geriler, buna göre çıkış kaydedilir. Sonuçta aynı değerde ileri ve geri yönde farklı çıkışlar alınır. Buna paya Hysterisis, hata kayması, denir. Birimi genelde verilen maksimum akımın % si olarak ifade edilir.

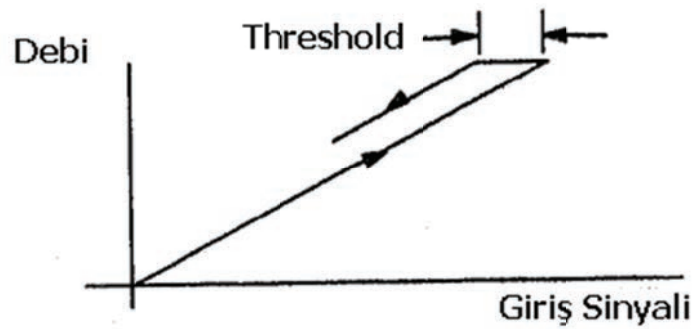
Ayrıca sistem dış etkenler ve iç aşınmalardan dolayı lineerliğini kaybedebilir. Buda doğrusallık hatasıdır. Genelde idealden maksimum sapma olarak, yüzdesel ifade edilir. Konu şekil 22 de özetlenmiştir.



Şekil 22. Hysterisis ve Doğrusallık

### Threshold, Eşik:

Sinyal belirli bir değere kadar çıkarılır ve aşağıya tekrar indirilir, valf çıkışındaki ilk değişikliğin yakalanması ile Eşik değeri bulunur. Genelde uygulanacak maksimum akımın yüzdesi cinsinden ifade edilir. İyi bir Servo valfte bu değer % 0.05 tir.

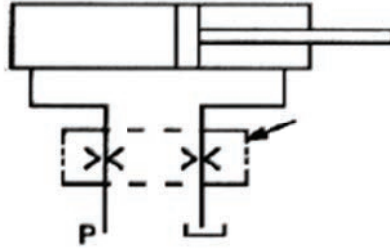


Şekil 23. Threshold, Eşik

### Yüklü Debi Yaklaşımı:

Şu ana kadar anlatılan debiler, portlar birbirine bağlı olarak elde edilen yüksüz debilerdi. Ama herkesin bildiği gibi Servo valfler aktüatörler ile beraber kullanılır. Dolayısı ile önünde devamlı bir yük vardır.

Servo valflerde sürgü hareketi ile debi kontrolü sağlandığından, port ile sürgü arasında devamlı bir orifis oluşur. Dolayısı ile Servo valf debi yaklaşımı aşağıdaki gibi 2 orifisten oluşan bir debi kısıtlayıcısı gibi görev yapar



Şekil 24. Servo Valf Debi Yaklaşımı

Laboratuar çalışmalarında da Servo valf sürgü hareketlerinden dolayı oluşan debilerde, orifisten oluşan debiler ile aynı karakteristiği gösterdiği tespit edilmiştir. Orifislerde orifis alanı ile basınç düşümü arasında ilişki olduğu daha önceden ispatlanmıştır. Dolayısı ile debi ile basınç düşümü arasında aşağıdaki gibi bir ilişki vardır;

$$Q \approx A\sqrt{\Delta P}$$

Bu formüle göre, debi;

- Orifis alanı ile doğru orantılıdır,
- Basınç düşümünün karekökü ile doğru orantılıdır,

Diğer bir deyişle, Servo valfin sürgüsünü ne kadar açar veya arttırırsanız, o kadar **doğru orantıda** debi geçer, Servo valf üzerindeki basınç düşümünü de arttırırsanız, karekökü ile doğru orantılı olarak debi artar, basınç düşümü için silindirin önündeki yükü azaltmak gerekir. Aynı valf sürgü açıklığı ile iki kat debi elde etmek istediğinizde, üç kat basınç düşümünü arttırmanız gerekmektedir. Basınç düşümünü oluşturulan öğeler;

$P_S$  = Sistem basıncı, valfin önündeki p porttaki basınç

$P_L$  =Yükü hareket ettirmek için gerekli yük, basınç farkı, silindirin piston – rod basınç farkı

$P_T$  = Tank basıncı, genelde sıfırdır. Ama hidro motor uygulamasında, ya da kapalı sistemlerde değişebilir.

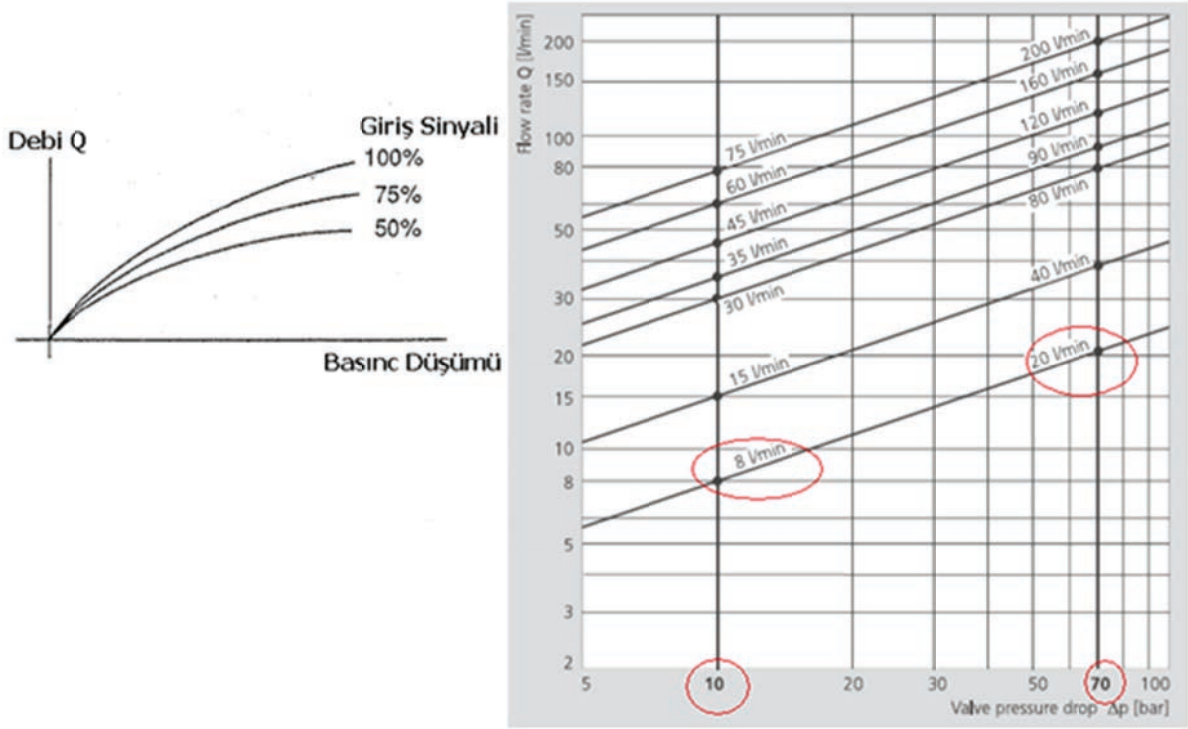
$$\Delta P_V = P_S - P_L - P_T , \text{ valf üzerindeki basınç düşümünü verir.}$$

Genelde daha öncede belirttiğimiz gibi valf debileri kataloglarda, 70 bar basınç düşümü için verilir. Bu değerde sürgünün maksimum hareketi için, maksimum uygulanabilecek akım esas alınır. Fakat bilindiği gibi gerçekte böyle bir durum ancak anlık yaşanabilir. Genelde bu durumun ya altında, ya da üstünde bir çalışma noktası vardır. Bu yüzden yüksüz debi olarak verilen değer, aşağıdaki formülasyon ile tekrar düzeltilir, gerçek debi elde edilir.

$$Q_A = Q_B \frac{I_A}{100} \sqrt{\frac{\Delta P_V}{70\text{bar}}}$$

Burada akım % olarak alınmalıdır.

Dolayısı ile elde edilecek, debi, basınç farkı eğrisi aşağıdaki gibi olacaktır. Genelde kataloglarda bu düzeltme ile ilgili aşağıdaki gibi ayrı bir tablo konur.



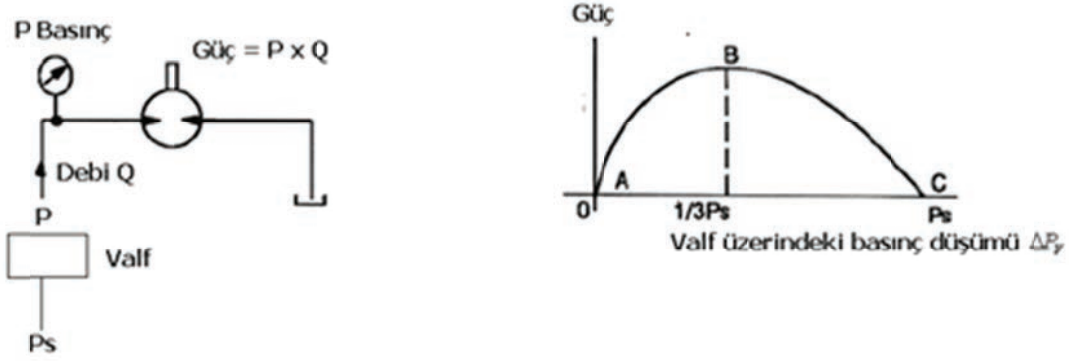
**Şekil 25.** Debi – Basınç Düşümü Eğrisi

Genelde Servo valfler, yüksek basınç düşümü ile çalışırlar, bunun sebebi valf büyüklüğünü düşürüp, responsu arttırmak ve küçük valfler ile çalışıp ağırlığı azaltmaktır. Ağırlığın özellikle uçaklardaki önemi dikkate alınır ise, ne kadar doğru bir yaklaşım olduğu ortaya çıkmaktadır.

Ayrıca valfin responsu, sistem basıncı arttıkça artacağı için, yüksek basınç düşümü de sistem kararlılığını ve hassasiyetini artırır.

Eğer istemde response zamanından ziyade, verimlilik ön planda ise, o zaman düşük basınç kayıplı istemler kullanılabilir. Bu gibi sistemlerde pilot basıncı artırılarak response zamanları da iyileştirilebilir.

Burada bir diğer faktörde aktarılan güç ile ilgilidir. Bilindiği gibi hidrolikte güç, debi ile basıncın çarpımıdır. Basınç farkının artırılması debiyi arttıracığından, buda görünüşe göre elde edilen gücü arttıracaktır. Fakat fazla basınç düşümü de, aktüatöre uygulayacağımız gücü düşüreceğinden, bir noktadan sonra güç düşecektir. Optimum nokta matematiksel olarak hesaplanabilir. Sonuçta valf üzerindeki basınç düşümünün sistem basıncının 1/3 oranı maksimum gücün elde edildiği noktadır.



Şekil 26. Güç – Basınç Farkı İlişkileri

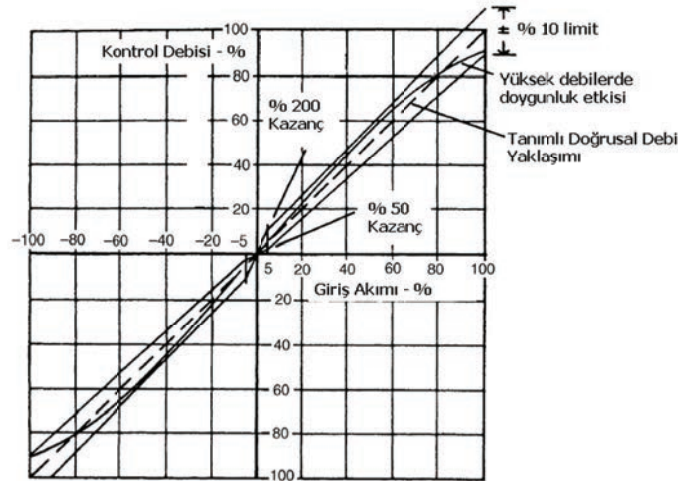
### Kazanç, Gain:

Kazanç, gain tabirini daha öncede işlemiştik. Burada önemli olan iki kazanç terimini açıklayacağız.

Kazanç;  $Kazanç = \frac{\text{Çıktı}}{\text{Girdi}}$ , Servo valfler için, debi ve basınç kazançları önemlidir.

Debi Kazancı,  $G_{SVF} = \frac{\text{Debi}}{\text{GirisAkimi}}$  lt/dakika/mA, daha önce elde ettiğimiz gibi, debi, giriş akımı

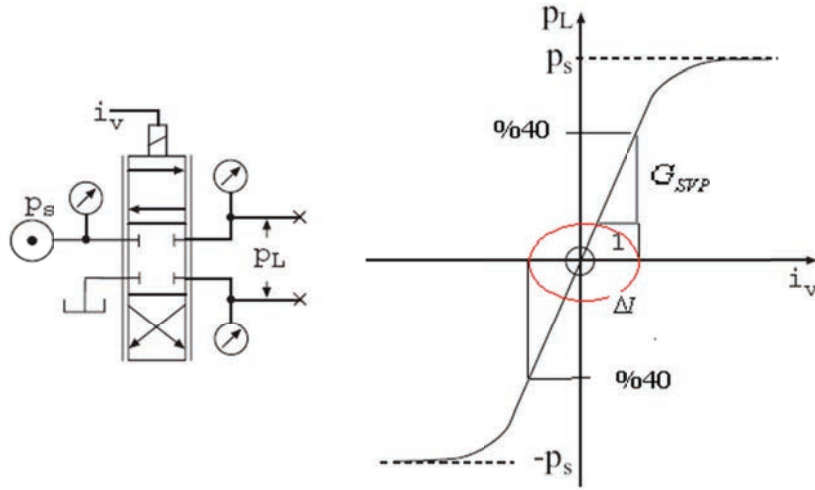
yüksüz debi ergisinden Debi kazancı elde edilebilir. Kazanç eğrinin eğimidir. Gerçekte düz bir çizgi elde etmek mümkün olmadığından +/- % 10 bandı kabul edilebilir bir yaklaşımdır. Sıkıntı özellikle Null dediğimiz, sıfır pozisyonunda yaşanabilir. Bu bölge genelde tanımlı maksimum akımın +/- % 5 olarak kabul edilir, bu bölgede kazanç % 50 ila % 200 arasında değişebilir. Kontrolde bu bölge çok önemli ise, özel imalat sürgü kesimleri yaptırılabilir.



Şekil 27. Debi Kazancı

Basınç Kazancı,  $G_{SVP} = \frac{Ba \sin c}{\text{GirisAkimi}}$  bar/mA, daha önce elde ettiğimiz basınç, valfin her iki portu kapatılarak ve iki port arasındaki basınç farkı, giriş akımına göre ölçülerek elde edilir.

$$G_{SVP} = \frac{0.8xP_s}{\Delta I}$$

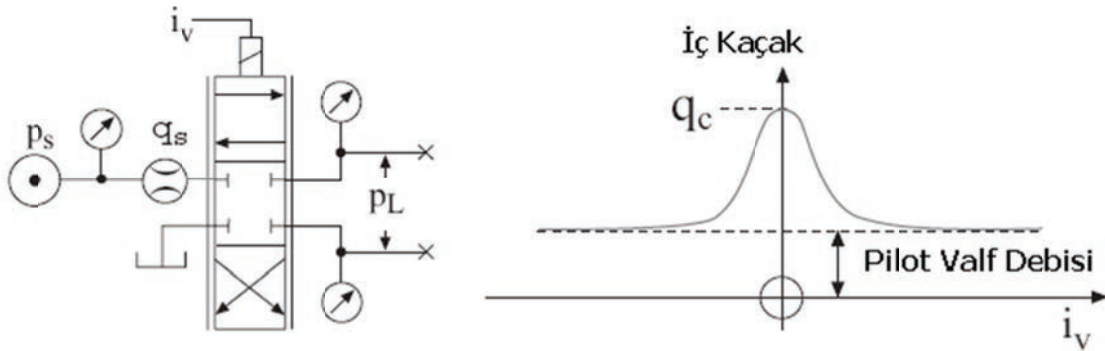


**Şekil 28.** Basınç Kazancı

Grafik olarak bu değerleri ölçmek sınırlı olduğu için, genel yaklaşım  $G_{SVP} = \frac{0.8xP_s}{0.1xI_{rated}}$  formülü uygulanır.

#### İç Kaçak:

İç kaçak bize valfin sıfır pozisyonundaki durumu hakkında bilgi verir, genelde valf ve nozul aşınmasının bir ölçüsüdür. Valfin dinamik karakteristiklerini de etkilediği için kısaca değinmekte fayda vardır. Genelde valf kullanıldıktan bir müddet sonra iç kaçak artar, genel yaklaşım, orijinal değer iki katına kadar valf kullanılabilir.

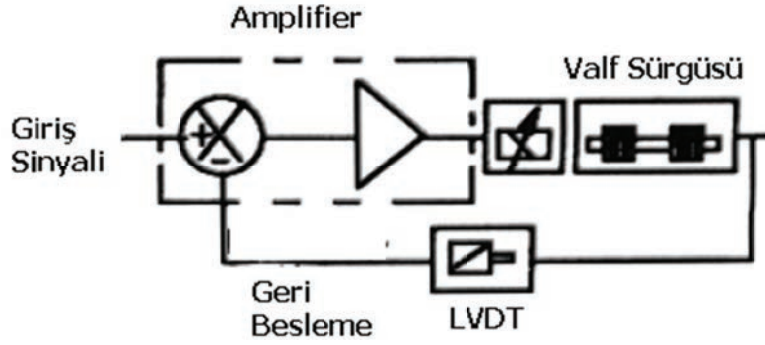


**Şekil 29.** İç Kaçak

Pilot kısmında genelde debi sabit basınç sağlandığı için sabittir, ama nozul aşınması ile bu değer step olarak artar.

#### Dinamik Karakteristikler:

Genelde Servo valflerde frekans ve step response karakteristiklerini arttırmak için, sürgü pozisyonu ölçülür. Kendi içinde bir kapalı kontrol vardır. Bunun amacı sürtünme ya da akış kuvvetlerinden oluşan hataların azaltılmasıdır. Şekil 30 da şematik olarak gösterim vardır.



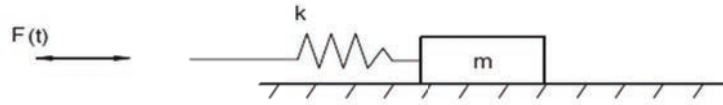
**Şekil 30.** Geri Beslemeli Servo Valf

Bu valf eğer mekanik geri beslemeli nozul-flapper valf tipi olsa, sistem yay ve kütle gibi hareket eder. Bu yüzden dinamik karakteristikler olan, valfin sinüzoidal ve step giriş sinyaline cevap verebilme kabiliyeti olan, frekans ve step response özelliklerini anlamak gerekir.

### Frekans Response:

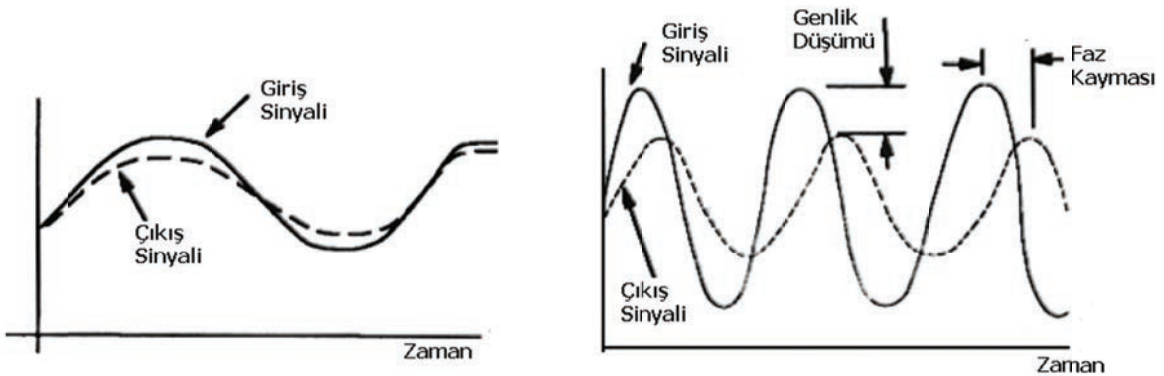
Servo valfin giriş sinyaline cevap verebilme kabiliyetine, frekans response denir. Bu detaya girmeden biraz vibrasyon ile ilgili bilgilerimizi gözden geçirmemizde fayda var.

Aşağıdaki şekilde, Şekil 31, bir kütle ( $m$ ), yay ( $k$ ) ve giriş sinyali olan  $f(t)$  kuvvet vardır.



**Şekil 31.** Yay – Kütle Sistemi

$f(t)$  Kuvvetinin sinüzoidal olduğunu düşünelim, çok düşük frekanslarda, yay ile kütle beraber hareket eder. Frekansı arttırmaya başladığımızda yay hareketin çoğunu alır ve kütle daha az hareket etmeye başlar. Kısaca faz kayması ve genlikte düşüm oluşmaya başlar. Aşağıdaki grafiksel anlatım konuyu özetlemek için uygundur.



**Şekil 32.** Faz Kayması – Genlik Düşümü

Şekil 32 de görüldüğü gibi, frekans arttıkça, çıkış sinyali artık giriş sinyalini takip edememektedir. Genlik düşmekte ve faz olarak kayma başlamaktadır.



Genlik düşümü DB olarak ölçülür, logaritmik hesaplanır,

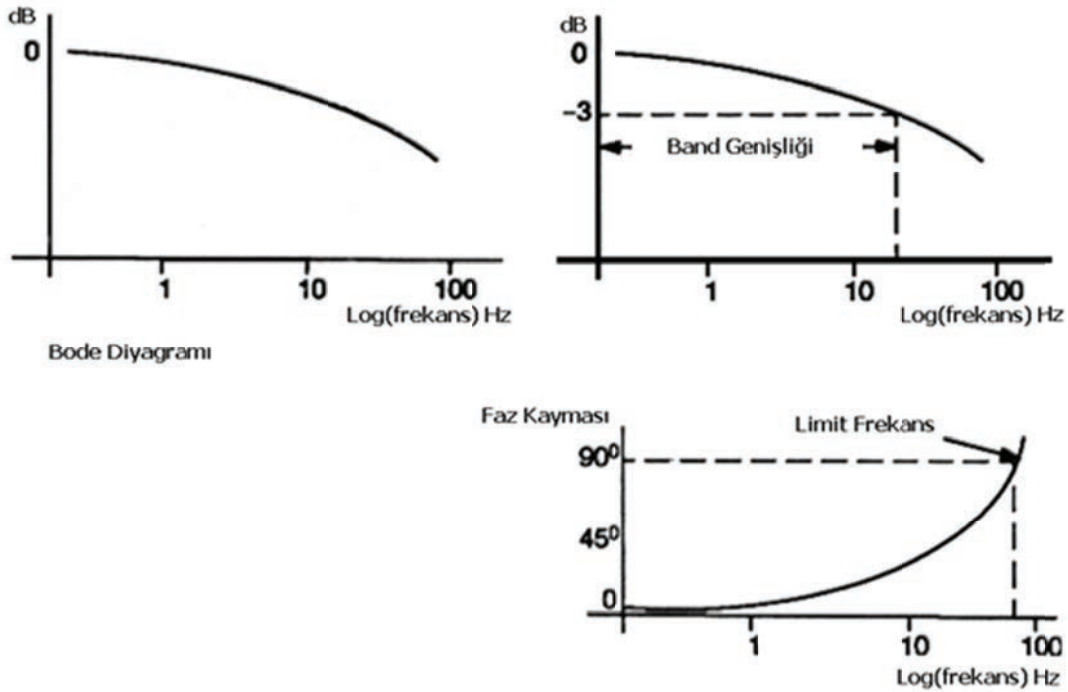
$$dB = 20 \log \frac{\text{ÇıkisSinyali}\%}{\text{GirisSinyali}\%}$$

Genelde kontrol valflerinde, giriş sinyali akım olarak kullanılır, çıkış debi ise lt/dak, sürgü hareketi mm, Basınç bar olarak kullanılır. Bu karışıklığı gidermek için her birim kendi cinsinden maksimum değer in yüzdesi olarak kullanılır.

Genelde düşük frekanslarda, giriş ve çıkış sinyal büyüklükleri aynıdır. Dolayısı ile

$$\frac{\text{ÇıkisSinyali}\%}{\text{GirisSinyali}\%} = 1 \quad dB = 20 \log 1 \Rightarrow dB = 0$$

Dolayısı ile genlik değişimi 0 ve altında rakamlar olarak gerçekleşir. Bu diyagramlar Bode diyagramı olarak adlandırılır.



**Şekil 33.** Bode Diyagramı – Faz Kayması

Bode diyagramında, sistem % 70 genlikte cevap vermesine kadar olan frekans aralığına Band Genişliği adı verilmektedir.

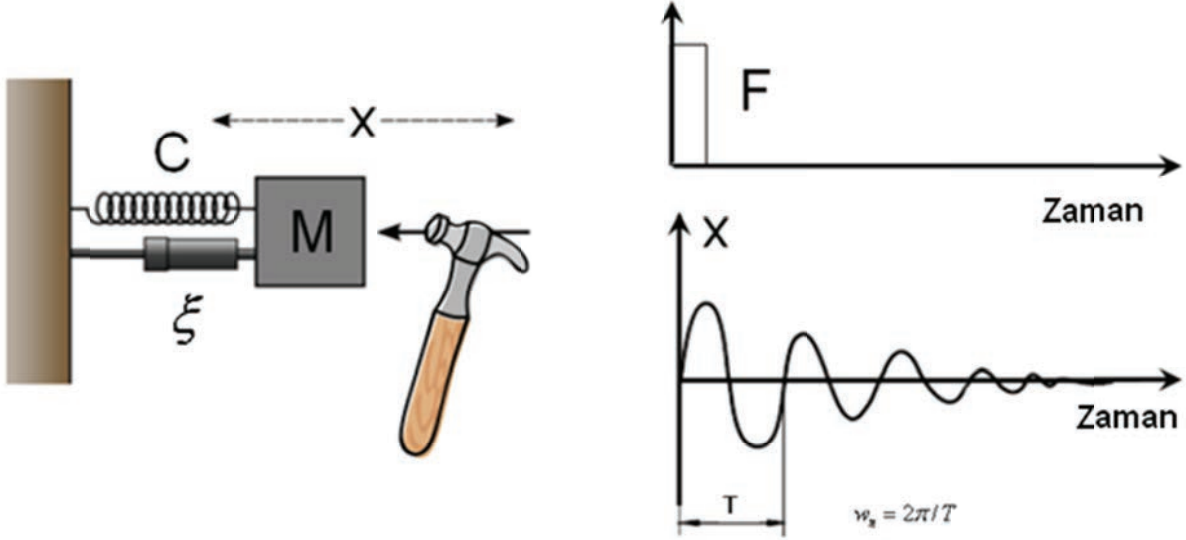
$$dB = 20 \log \frac{\%70}{\%100} \Rightarrow dB = -3$$

Düşük frekanslarda, faz kayması çok azdır, frekans artmaya başladığında faz kayması da 90° kadar artar. Bu değerdeki frekansa Limit Frekans denir. Genelde valf seçiminde bu frekans temel alınır, diğer valfler ile de kıyaslaması yapılır. Bu frekans sistem basıncı ve giriş sinyal büyüklüğünden etkilendiği için, valf kıyaslamalarının aynı şartlarda yapılması gerekir.

Burada birazda doğal frekanstan bahsetmenin doğru olacağını düşünüyorum. Çünkü tüm frekans tartışmaları ve sistem kararlılıklarının doğal frekans ile direk ilişkisi vardır.

### Doğal Frekans:

Aşağıdaki şekilde verildiği gibi doğal frekans, sisteme ani bir yük uygulandığında, sistemin osilasyonu sonucunda tekrar kararlı hale gelmesidir. Bu iki şekilde ölçülebilir, birincisinde sisteme ani bir yük uygulanır ve responsu kaydedilir. Doğal frekans  $\omega_n = 2\pi / T$  dir, T ise bir dalga boyu için geçen zamandır.



**Şekil 34.** Doğal Frekans

Diğer bir yolda, sisteme sinüzoidal sinyal verilir, çıkış kaydedilir, verilen sinyalin frekansı, sistem rezonansa girinceye kadar artırılır. Sistemin rezonansa girdiği sinyal doğal frekanstır.

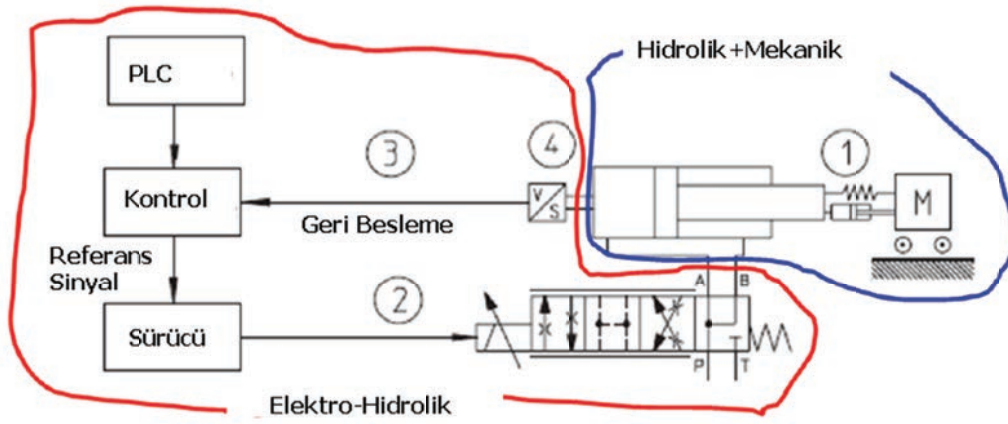
Bir metotta matematiksel yaklaşımdır. Sistem, damper, kütle ve yay olarak modellenir.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{C}{M}} = 2\pi / T = 2\pi f$$

$$\text{rad/s} = \sqrt{\frac{\text{kg/m}}{\text{kg sec}^2/\text{m}}} \quad \text{Hertz} = \frac{\text{rad/s}}{2\pi}$$

C sistemin eşlenik damper katsayısı, M ise eşlenik kütesidir. Bu konu ileriki bölümlerde detaylı olarak ele alınacaktır.

Şekil 35 deki gibi bir sistemi düşünelim. Bu sistem bir hidrolik kapalı çevrimdir. Sistemdeki her eleman kendi doğal frekansına sahiptir. Geri besleme ölçüm elemanı genelde, silindirin 10 katı daha fazla doğal frekansa sahiptir. Tabii olarak kütle olarak olayı değerlendirdiğimizde, valfte, silindire göre daha fazla doğal frekansa sahiptir. Elektronik drive, ya da sürücü sistemin en fazla doğal frekansına sahip elemandır. Genelde bu yaklaşımın sonucu olarak, hidro-mekanik yapı en düşük doğal frekansa sahip olduğu için aynı zamanda sisteminde doğal frekansdır.

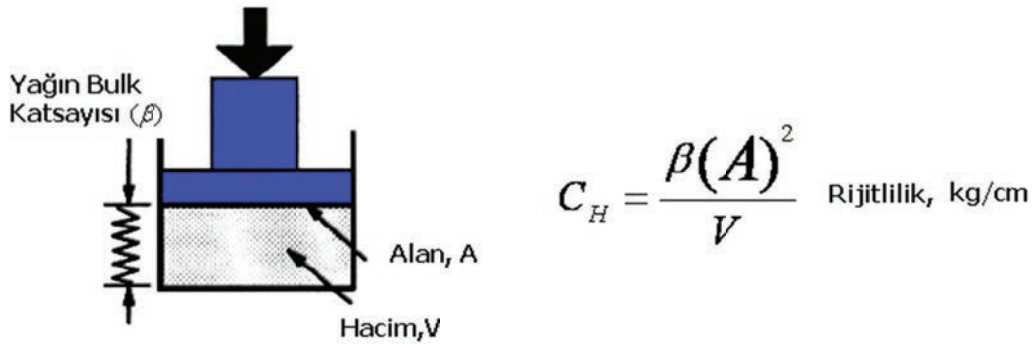


Şekil 35. Sistem Yaklaşımı

### Hidrolik Silindir Rijitliği (stiffness):

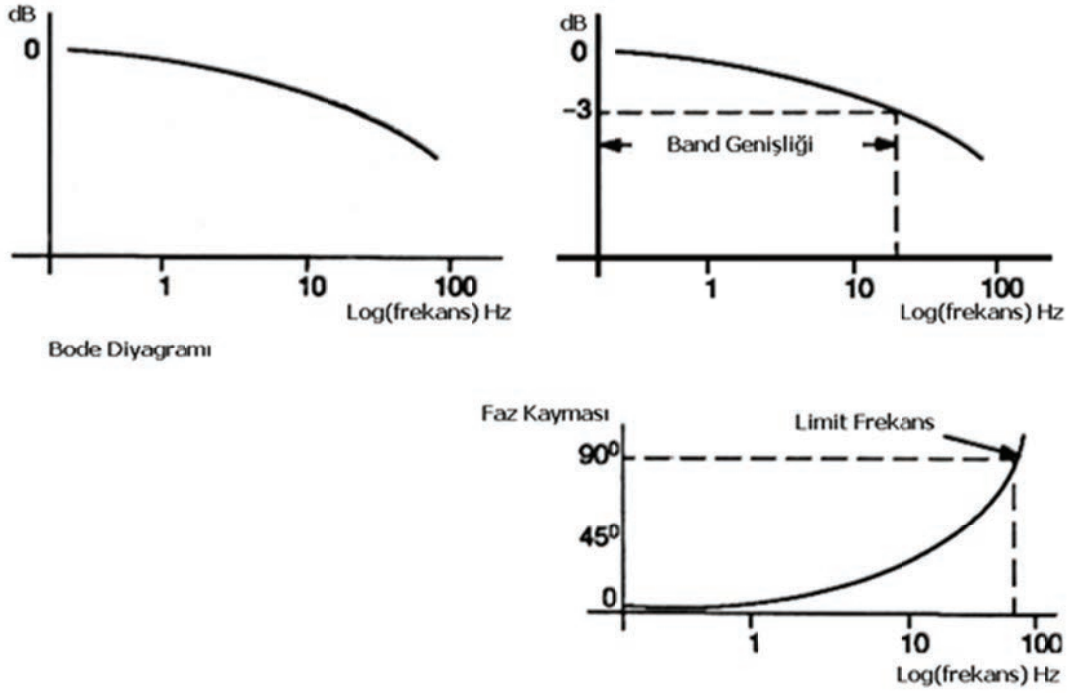
Klasik hidrolik yaklaşımında hidrolik yağ sıkıştırılmaz kabulü yapılır. Ama bu gerçekte doğru değildir. Hidrolik yağda basınç altında bir yay gibi sıkışır. Yavaş ve düşük basınçlı sistemlerde yağ sıkışmaz olarak kabul edilse de, servo hidrolikte basınç ve hızdan dolayı yağ sıkışır. Bu da hidrolik silindirin rijitliğini (stiffness) etkiler. Hidrolik sistemin rijitliği, doğal frekansı hesaplamakta kullanılır. Rijitlik ne kadar fazla ise, doğal frekans o kadar yüksek olur.

Rijitlik, alan (A), basınç altındaki hacim (V) ve yağın bulk modülü ( $\beta$ ) ye bağlıdır. ( $\beta$ ) değeri yağın ne kadar rahat veya zor sıkışabildiğini ortaya koyar. Küçük değerler, yağın daha fazla sıkışabildiğini gösterir. Normal bir yağda ( $\beta$ ) = 1379 Mpa, 13790 bar dır.



Şekil 36. Hidrolik Rijitlik

Şekil 37 de klasik bir hidrolik sistemi inceleyelim.

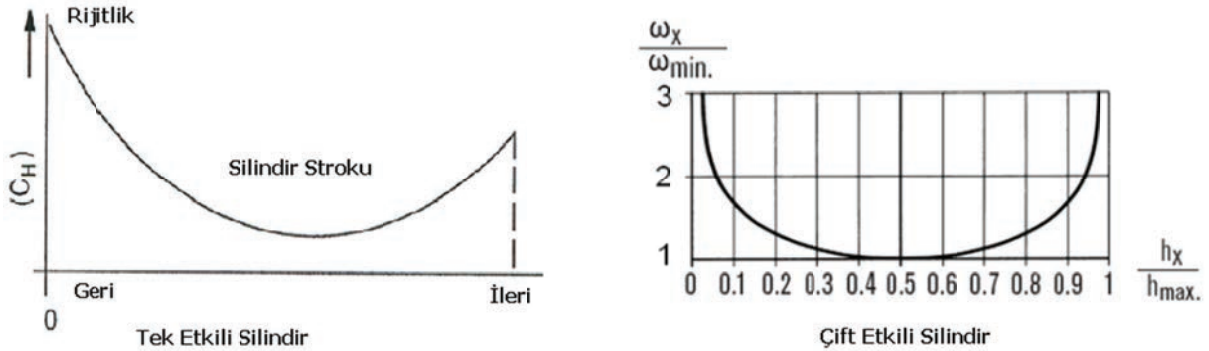


**Şekil 37.** Hidrolik Simulasyon

Sistemin rijitliğini belirleyen, 4 adet hacim ve 2 adet alan vardır. Burada görüldüğü gibi valf ile silindir arasındaki boruda bulunan hacimde hesaba katılmıştır.  $V_1$  ve  $V_2$  hacimlerini silindir strokuna göre değiştiğini görüyoruz. Dolayısı ile rijitlikte değişmektedir.

Toplam rijitlik,  $C_H = \beta \left[ \frac{A_1^2}{V_1 + V_{L1}} + \frac{A_2^2}{V_2 + V_{L2}} \right]$   $V_1$  ve  $V_2$  hacimleri  $h_x$  ve  $H$  cinsinden yazılabilir.

$h_x = 0,56 \times H$  olduğunda minimum rijitlik elde edilir. Bu da yaklaşık silindirin yarı strokuna denk gelmektedir. Çift etkili silindirde bu tam ortada meydana gelmektedir. Konu şekil 38 de özetlenmiştir.



**Şekil 38.** Rijitliğe Strok Etkisi

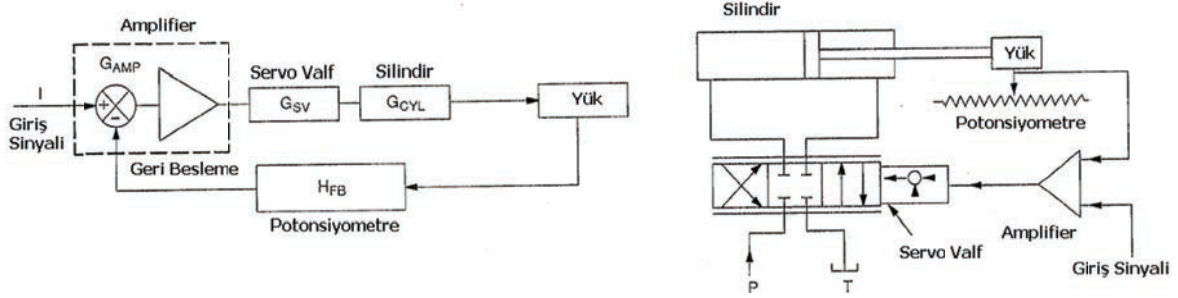
Performans hesapları için, minimum rijitlik dikkate alınmalıdır, çünkü sistem dinamiğine etkisi en fazla olduğu andır.

$$w_{N \min} = \sqrt{\frac{c_{H \min}}{M}}$$

Doğal frekans önemlidir, çünkü bu frekansta sistem rezonansa girer. Dolayısı ile sisteme uygulayacağımız kazancın belirlenmesinde de önemli faktördür.

## 5. AÇIK ÇEVİRİM KAZANCI

Bu noktaya geldikten sonra tekrar kapalı çevrime geri dönebiliriz. Kapalı çevrimde de, doğal frekans, zaman sabiti, açık çevrim kazancı gibi terimler üzerinde duracağız.



**Şekil 39.** Tipik Elektro Hidrolik Servo Sistem

Şekil 39 da verilen elemanların, daha önce bildiğimiz kazanç kavramları ile analizini yapıp, sonuç olarak açık çevrim kazancı kavramını ve sistem kararlılığını ortaya koyacağız.

$G_{AMP}$  – **AMPLIFIER– KAZANCI** ; Amplifier çıkış olarak akım verir, giriş genellikle voltajdır. Birimi ma/volt tur. Akım, voltaj ilişkisi doğrusaldır.

$G_{SV}$  – **SERVO – VALF – KAZANCI** ; Servo valf , amplifier dan çıkan giriş akımına, doğrusal olarak, çıkış debisini üretir. Kazanç lt (m<sup>3</sup>)/saniye x ma

$G_{CYL}$  – **SİLİNDİR – KAZANCI** ; Servo valften çıkan debiyi, hıza dönüştürür. Kazanç 1/akım, ya da 1/m<sup>2</sup> dir.

$H_{FB}$  – **GERİ – BESLEME – KAZANCI** ; Geri besleme ölçüm elemanı, silindir hareketini, voltaja çevirir. Birimi volt/m dir.

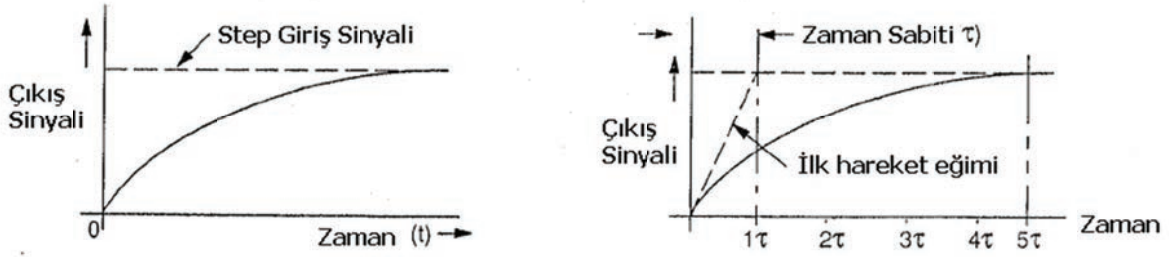
Tüm bunların çarpımı bize, kapalı çevrim kontrolünün, açık çevrim kazancını verir,

$$K_V = (G_{AMP})(G_{SV})(G_{CYL})H_{FB} , \text{ birimi } 1/\text{saniye dir.}$$

Bu kavram, hız sabiti ya da hız hata sabiti olarak ta adlandırılır.

Açık Çevrim Kazancı,  $K_V$  sabitinin birimi 1/saniye olduğundan, bu bize ilk girişte açıklamasını yaptığımız sistem zaman sabitini hatırlatmaktadır. Bu konuyu tekrar ele alacağız.

Yukarıdaki sistemin ani giriş sinyallerine karşı verdiği response diyagramı tipik olarak Şekil 40 ta verilmiştir.



**Şekil 40.** Sistem Response Yaklaşımı

Şekilde gösterildiği gibi, hareket bir üssel hareket ve ilk hareket eğimi de,  $\tau$ , zaman sabitini vermektedir. Zaman sabitini 5 katında sistem verilen step giriş sinyali seviyesine ulaşmaktadır.

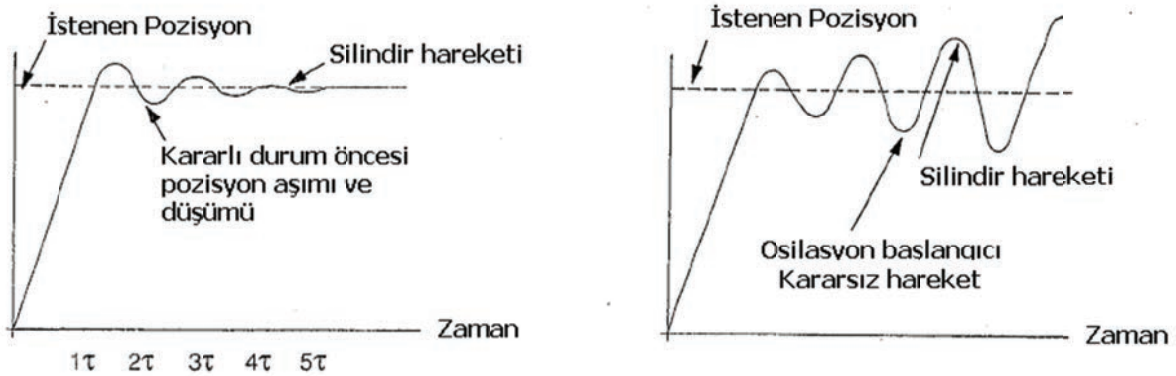
$\tau = 1/K_V$  değerine eşit olduğu, eğrinin eğiminden bulunabilir.

$$\tau = 1 / K_V = 1 / (G_{AMP}) (G_{SV}) (G_{CYL}) H_{FB} \text{ birimi saniyedir.}$$

Buradan geldiğimiz en önemli sonuç, sistem açık çevrim kazancı ile zaman sabiti arasındaki ilişkidir.

Sistem kazancını arttırdığımızda, zaman sabiti düşeceğinden sistem responsu artacaktır. Buda genelde amplifier kazancı artırılarak yapılır.

Silindirin hızı arttığında, yükün de hızı aratacağından, atalet kuvvetleri devreye girmektedir. Belirli bir kazanç seviyesinden sonra, sistem hedefi aşır (overshoot) osilasyona girmeye çalışır.



**Şekil 41.** Sistem Kararlılık Durumu

Bazı durumlarda kazanç artık sistemin kararlılığını bozar ve osilasyon değeri genlik artarak devam eder. Dolayısı ile sistemin zaman sabitini düşerken, genlik olarak gelebileceğimiz de bir değer vardır. Bu değeri belirleyen faktörler aşağıda sıralanmıştır;

#### **M – Kütle:**

Fazla kütle, atalet etkisini arttıracığından, sistemin kararlılığını azaltır ve osilasyona olan meylini artırır.

#### **C – Aktüatörün Rijitliği:**

Rijitliğin düşük olması da sistemin daha kararsız olmasını tetikler. Dolayısı ile yüksek rijitlik hedef olmalıdır. Alan yüksek olmalı, hacim küçük olmalıdır.

### $\xi$ – SÖNÜMLEME(DAMPING) Katsayısı:

Bu katsayısı sistemin osilasyonu engellemek için ne kadar enerjiyi dışarı atabildiğini gösterir. Sistemin amortisörüdür, osilasyonu sönümler. Başta da sistem modeller iken, sistem bir yay ile bir damper olarak gösterilmiştir.

### **F<sub>v</sub> – Valf Frekans Responsu:**

Bode diyagramında valfin, 90<sup>0</sup> faz kaymasındaki limit frekansını ve -3 dB genlik düşümündeki frekansını incelemiştik. Bu değerlerin yüksekliği sistemin toplam responsunu olumlu etkiler.

Bunun dışında, geri besleme elemanının doğal frekansının sistemin doğal frekansının 10 katı seviyesinde olması gerektiğini tekrar hatırlatalım.

Sönümlleme katsayısı,  $\xi$ , sistemde belirlemek gayet zor bir iştir. Çünkü zamana bağlı olarak dış etmenler ile değişir. Özellikle silindirdeki sızdırmazlık elemanların sürtünme kuvvetlerinin değişiminden, iç kaçaktan, valfin iç kaçığının artmasından vb. etkilerden değişir.

Sönümlleme katsayısı,  $\xi$ , hidrolik sistemlerde 0,05 – 0,3 arasındadır. Fakat genel yaklaşım ilk başlangıç için 0,2 değeridir.

M, Kütle, hidrolik rijitlik, C<sub>H</sub>, beraber bir ilişki içerisinde. Bu ilişkiyi daha önce yük doğal frekansı olarak belirtmiştik.

$W_L = \sqrt{\frac{C_H}{M}}$ , burada eksik olan, eğer mekanik yapıda da esnek elemanlar var ise, buda hidrolik rijitliğe eklenmelidir. Yani bir yerlere lastik takoz, yay yada esnek conta gibi ekipmanlar, C<sub>H</sub>, değerine eklenmelidir. W<sub>L</sub> değeri yükün doğal frekansıdır. Sistemin doğal frekansı ise geri besleme elemanlarının da doğal frekansı katılarak bulunacaktır ve W<sub>S</sub> olarak adlandırılır.

Dolayısı ile sistem doğal frekans daha çok önemlidir, çünkü amacımız sistemi kararlı bir şekilde kontrol etmektir. Bunu için kural kazancın aşağıda verildiği gibi seçilmesidir.

$K_V \leq 2\xi W_S$ , sistem açık çevrim kazancı bu bağlantıya göre seçilmelidir. Buna göre seçildiğinde sistem kararlı kalır. Fakat çok emniyetli bir seçim, sistemi kararlı yaptığı gibi, zaman sabitini arttırarak, hedefe ulaşma zamanını da arttırır.

Buna göre maksimum olarak  $K_{V \max} = \xi W_S$  seçmek doğru bir yaklaşımdır.

### **Açık Çevrim Kazancının Belirlenmesi:**

W<sub>S</sub>, sistem doğal frekansı;

- Servo valf
- Amplifier
- Aktüatör-Yük
- Geri besleme Elemanlarının da doğal frekansını birleşiminden oluşur.

Bu elemanların her birinin kendi doğal frekansı vardır. Hatta Aktüatör –yük kombinasyonunun doğal frekansı, diğer elemanların doğal frekanslarının çok altındadır. Dolayısı ile en düşük doğal frekansı olan eleman, maksimum kazancın uygulamasını sınırlayan eleman olacaktır.

Genelde, amplifier ve geri besleme elamanlarının doğal frekansı, Servo valf ve Aktüatör-yük doğal frekansının 10 katı seçilir, bazen bu rakam 100 katta olur. Dolayısı ile bu elemanların etkisi ihmal edilebilir.

$$W_{A,H} (\text{amplifier} - \text{geribesleme}) \geq 10W_{L,V} (\text{aktüatör} - \text{yük, servovalf})$$

İki sistem bu durumda dikkate alınması gerekmektedir.

- Servo valf
- Aktüatör-Yük

İdealde Servo valf doğal frekansı, Aktüatör-yük doğal frekansının 3 ya da daha fazla katı seçilmelidir.

$$W_V (\text{servovalf}) \geq 3W_L (\text{aktüatör} - \text{yük})$$

Fakat bazen bunu yapmak çok zor olabilir. Özellikle büyük çaplı, küçük hacimli silindir kullanan, basınç-yük kontrolü yapan sistemlerde doğal frekans yüksek çıkmaktadır ve sonuç olarak 3 katı daha yüksek doğal frekanslı Servo valf bulmak problem olabilir.

Genelde valf kataloglarında, limit frekansları, 210 bar basınç, 40°C sıcaklık, % 25,75,100 giriş sinyal büyüklüklerine göre verilir. Bazıları değişik çalışma koşulları için düzeltme faktörleri de vermiştir.

Açık çevrim kazancını belirlemek için üç durumu da ayrı olarak inceleyelim.

$$\text{Durum 1: } W_V (\text{servovalf}) \geq 3W_L (\text{aktüatör} - \text{yük})$$

Bu durumda Servo valf frekansı çok fazla olduğu için, sistem doğal frekansı, Aktüatör-yük frekansına eşit kabul edilebilir.

$$W_S = W_L \text{ ve } K_{V_{\max}} = \xi W_S$$

Sönümlenme katsayısı,  $\xi$ , hidrolik sistemlerde 0,05 – 0,3 arasındadır. Bu durumda 0,2 seçilmesi önerilmektedir.

$$K_{V_{\max}} = 0,2W_L \text{ birimi 1/saniyedir.}$$

$$\text{Durum 2: } 3W_L (\text{aktüatör} - \text{yük}) \geq W_V (\text{servovalf}) \geq 0,3W_L (\text{aktüatör} - \text{yük})$$

Bu durumda Servo valf frekansı, Aktüatör yük frekansına yakın olduğu için paralel yaklaşım kabul edilir. Bu durumda,

$$W_S = W_L W_S / (W_S + W_L) \text{ ve } K_{V_{\max}} = \xi W_S$$

Sönümlenme katsayısı,  $\xi$ , hidrolik sistemlerde 0,05 – 0,3 arasındadır. Bu durumda 0,2 seçilmesi önerilmektedir.

$$K_{V_{\max}} = 0,2 \frac{W_L W_S}{W_L + W_S} \text{ birimi 1/saniyedir.}$$

$$\text{Durum 3: } W_V (\text{servovalf}) \leq 0,3W_L (\text{aktüatör} - \text{yük})$$



Bu durumda Servo valf frekansı çok fazla olduğu için, sistem doğal frekansı, Aktüatör-yük frekansına eşit kabul edilebilir.

$$W_S=W_V \text{ ve } K_{V_{\max}} = \xi W_S$$

Sönümlenme katsayısı,  $\xi$ , hidrolik sistemlerde 0,05 – 0,3 arasındadır. Bu durumda 0,4 seçilmesi önerilmektedir.

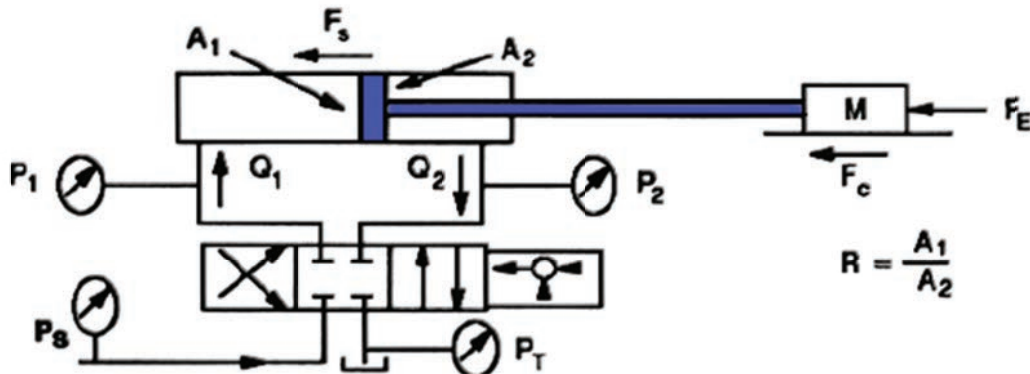
$$K_{V_{\max}} = 0,4W_V \text{ birimi 1/saniyedir.}$$

## 6. SERVO VALF SEÇİMİ

Kontrol noktasında bir adım daha ileri gitmeden, valf büyüklüğünün neye göre seçildiğine değinmemiz gerekiyor. Valfin doğal frekansının ne olması gerektiğini belirledik ama karşımızdaki yükler ve istenen hızlar bizi kısıtlayabilir. Bu amaçla, bu bölümde Servo valf seçimi konusundaki kriterleri gözden geçireceğiz.

Servo valfler, yüksüz akış değerlerinin 70 bar (iki port birden) düşümü ile verildiğini daha önce bahsetmiştik. Fakat genelde bu basınç farkı ile çalışan sistem bulmak mümkün değildir. Dolayısı ile sistemin yapısına göre Servo valfin büyüklüğünü seçmek gerekir.

Kabul görmüş ve aşağıdaki belirtilen bir yapıyı beraber irdeleyelim.



Şekil 42. Servo Valf Seçimi

Şekilde görüldüğü gibi, sisteme etki eden birçok dış ve iç kuvvetler vardır.

- $F_A$ , M kütlesini ivmelendirmek için gereken kuvvet,
- $F_C$ , M kütlesini hareket ettirirken oluşan sürtünme kuvveti,
- $F_S$ , silindir sızdırmazlık elemanlarının hareket karşı oluşturduğu sürtünme kuvveti,
- $F_E$ , M kütlesine karşı, dışarıdan etki eden kuvvet, (rüzgâr, yüzeydeki pislikler ve engeller vb.)

Dolayısı ile toplam yük,  $F = F_A + F_C + F_S + F_E$  dir.

$F_A$ , İvmelenme yükü, herkesin bildiği gibi  $F_A = Ma$  dır.

Bilindiği gibi kütle ile ağırlık arasında, yer çekimi ivmesi ile alakalı bağıntı vardır.

Kütle  $M = \text{Ağırlık}(W_L)/g$ ,  $g$  yerçekimi ivmesidir.

Sürtünme kuvveti,

$$F_C = \mu W_L \text{ formülünden hesaplanabilir.}$$

Sızdırmazlık elemanlarından dolayı oluşan sürtünme kuvveti ise, kullanılan sızdırmazlık tipine göre bazen kataloglarda verilmektedir. Eğer verilmez ise, toplam kuvvetin % 10 u alınabilir.

$$F_S = 0,10F$$

Toplam Yükü tekrar yazacak olur isek,  $F = \frac{W_L(a)}{g} + F_C + F_E + F_S$  birim  $\text{kg}_f$  dir.

Bu yükün dışında, valfin rod tarafındaki yağı tanka boşaltması içinde kuvvet gerekecektir. Bu dengeyi Silindir ileri giderken yazdığımızda,

$$F_{\text{PISTON}} = F_{\text{ROD}} + F \text{ (toplam yük)}$$

$$F_{\text{PISTON}} = P_1 \cdot A_1 \quad F_{\text{ROD}} = P_2 \cdot A_2 \quad Q_1 = Q_2 \cdot R \quad R = A_1 / A_2 \text{ bilinen formülasyondur.}$$

$Q \approx \sqrt{\Delta P}$  debi ile basınç farkı arasındaki ilişkidir, Dolayısı ile,

$\sqrt{P_S - P_1} = \sqrt{P_2 - P_T} \cdot (R)$  ilişkisi yazılabilir. Tüm bu ilişkilerden iyi bir matematik ile aşağıdaki sonuçlar elde edilir.

$$P_1 = \frac{P_S(A_2) + R^2[F + P_T(A_2)]}{A_2(1 + R^3)} \quad \text{ve} \quad P_2 = P_T + \left[ \frac{P_S - P_1}{R^2} \right]$$

Bu iki değer bilindikten sonra, valf üzerindeki basınç düşümü belli olacağından, gerekli olan valfin debisi hesaplanabilir.

Gerçek debi, silindirin hızı ve piston alanı ile bulunabilir,  $Q_A = V_{\text{max}} \cdot A_1, \text{ m}^3/\text{s}$

Dolayısı ile basınçlar belli, gerekli maksimum debide belli olduğuna göre, kataloglarda verilen 70 bar basınç düşümü debisini,  $Q_R$ , bulabiliriz. Burada valfi % 100 sürdüğümüzü kabul ediyoruz.

$$Q_R = Q_A \sqrt{\frac{70}{P_S - P_1}} \text{ basınçlar bar cinsinden olacaktır ve debiler } \text{m}^3/\text{s} \text{ kullanılabilir.}$$

Aynı dengeyi Silindir geri gelirken yazdığımızda,

$$P_2 = \frac{P_S(A_2)R^3 + F + P_T(A_2)R}{A_2(1 + R^3)} \quad \text{ve} \quad P_1 = P_T + [P_S - P_2]R^2$$

Gerçek debi, silindirin hızı ve piston alanı ile bulunabilir,  $Q_A = V_{\text{max}} \cdot A_2, \text{ m}^3/\text{s}$

Dolayısı ile basınçlar belli, gerekli maksimum debide belli olduğuna göre, kataloglarda verilen 70 bar basınç düşümü debisini,  $Q_R$ , bulabiliriz. Burada valfi % 100 sürdüğümüzü kabul ediyoruz.

$$Q_R = Q_A \sqrt{\frac{70}{P_S - P_2}} \text{ basınçlar bar cinsinden olacaktır ve debiler } \text{m}^3/\text{s} \text{ kullanılabilir.}$$

Hangi  $Q_R$  değeri yüksek ise, bu değer valf katalogundan seçilir.

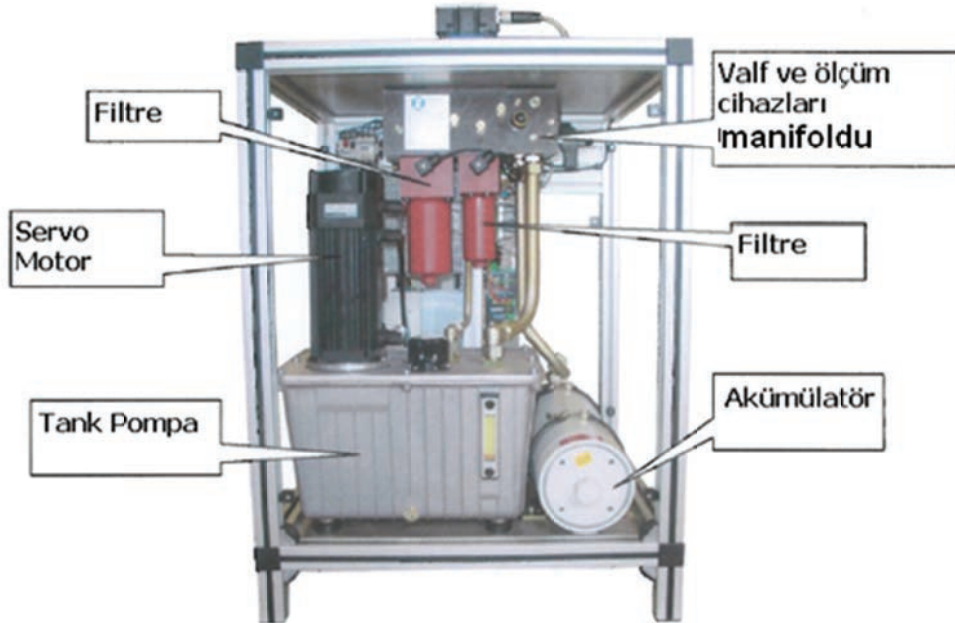
## 7. SERVO TEST STANDI VE SONUÇLAR

Bu test standında, her şey komple yerleştirilmiş, herhangi bir şekilde manüel müdahale etmenize gerek yok. Test esnasında gerekli olan vanalar yerine valfler konulmuş, testi yaparken zamanı gelince sistem vanaları açıp kapamaktadır. Bu yüzden statik testler bir dakika civarında, dinamik test ise belirleyeceğimiz frekansa göre birkaç dakika alabilmektedir.

2005 li yıllarda bu testler için saatler harcamak gerektiği düşünüldüğünde bu test standının basitliği ve otomasyonun getirdiği hız, işlerimizi kolaylaştırmıştır.

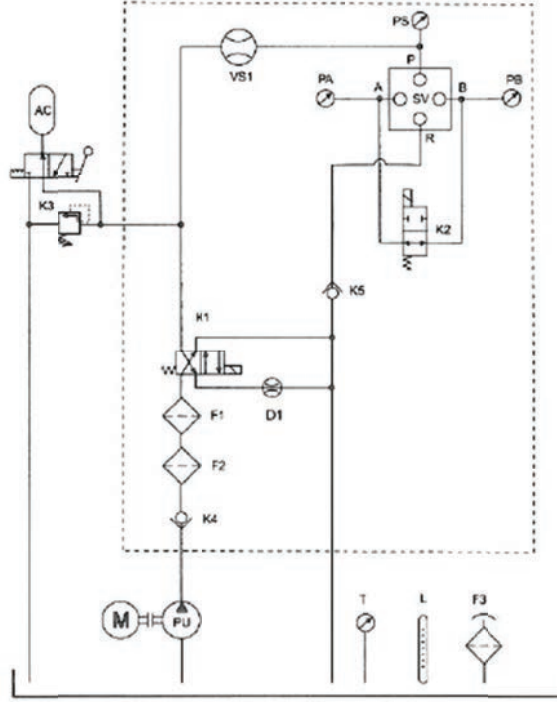
Ayrıca dinamik testte, sistem ayrı bir model kullanarak, servo valfin 2 derece diferansiyel denklem modelini ortaya koymakta ve bu model sonucuna göre de ölçülen grafiğe alternatif sonuç vermektedir. Özellikle dizayn yapan ve kontrol sistemlerini tekrar gözden geçirmek isteyenler için iyi bir yaklaşım ve sonuç elde edilmektedir. Konunun detayına ileriki bölümlerde değinilecektir.

Şekil 43 te Servo Valf test standından bir fotoğraf görülmektedir.



Şekil 43. Test Standı

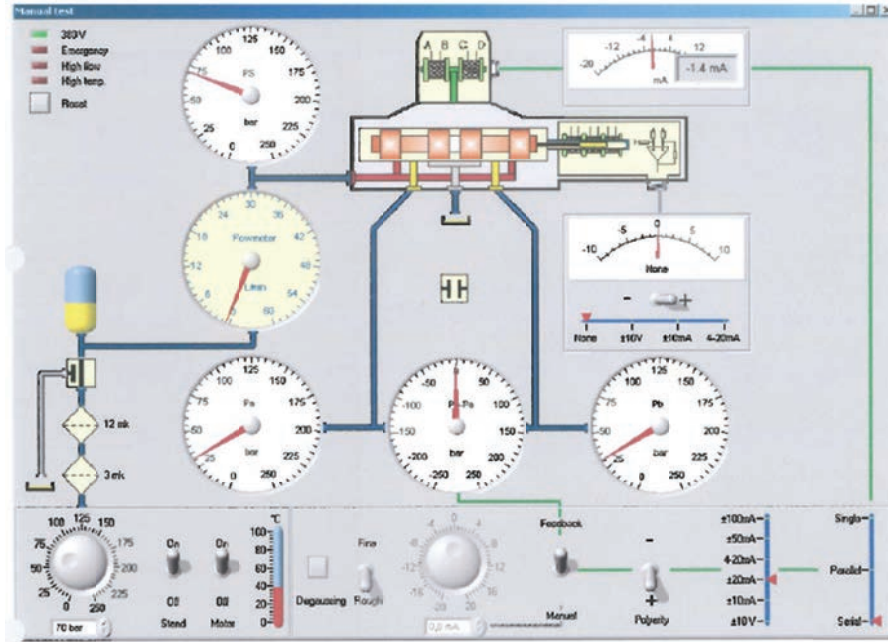
Test standının hidrolik şeması Şekil 44. te verilmiştir. Basit bir yapı olan sistemde, Ölçüm cihazlarının yeri ve pozisyonu ISO sistemlerine uygun olarak seçilmiştir.



Şekil 44. Test Standı Hidrolik Şeması

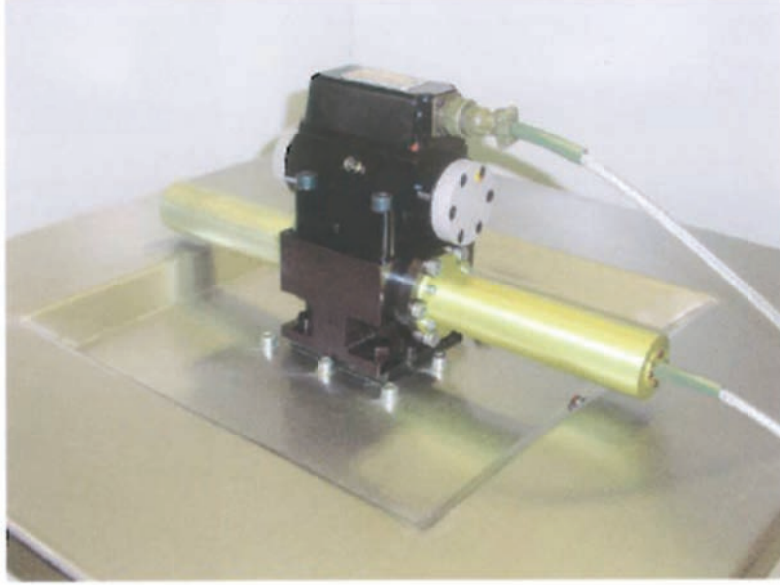
Test standının, otomatik ve manüel iki modu vardır. Özellikle arızalı valflerde, arızanın otomatik testten önce tespit edilebilmesi için, manüel test edilmesi gerekir. Valfin problemi bazen bağlantı ya da kart problemi olabilir. Bu durumda sistemi el ile test etmek sonuçlandırmayı hızlandırır.

Ayrıca bu test sırasında, bağlantı problemlerini ve valf responslarını, geri besleme değerlerini görmek mümkündür. Tipik manüel test ekranı aşağıda verilmiştir.



Şekil 45. Servo Valf Manuel Test Ekranı

Ayrıca Dinamik testleri yapmak için sistemin opsiyonel aparatı olan, frekans response silindiri vardır. Normalde yalnızca pilot valflerde kullanılması yeterlidir. Özellikle ana valfi elektrik geri beslemeli olan valflerin dinamik testleri için bu silindire ihtiyaç yoktur.



**Şekil 46.** Frekans Response Silindiri

Aşağıdaki şekillerde stand tarafından test edilmiş servo valfin, grafikleri verilmiştir.

İlk grafikler, statik karakteristikleri ortaya koyan, iç kaçak, Basınç Kazanç ve Sürgü pozisyonu eğrileridir.

Daha sonra ise, Bode diyagramının çizildiği ve step giriş sinyaline karşı valf responsunu tespit edildiği grafik vardır.

Özellikle, statik karakteristikler üzerinde daha önce detaylı açıklamalar yapıldığı için, dinamik karakteristiklerin üzerinde durulacaktır. Bu karakteristiklerin ne olduğunu bir önceki bölümde açıklamıştık, ama sistemin bize sağladığı modelin biraz daha detayına girmekte fayda vardır.

## Spool Position

### GENERAL INFORMATION

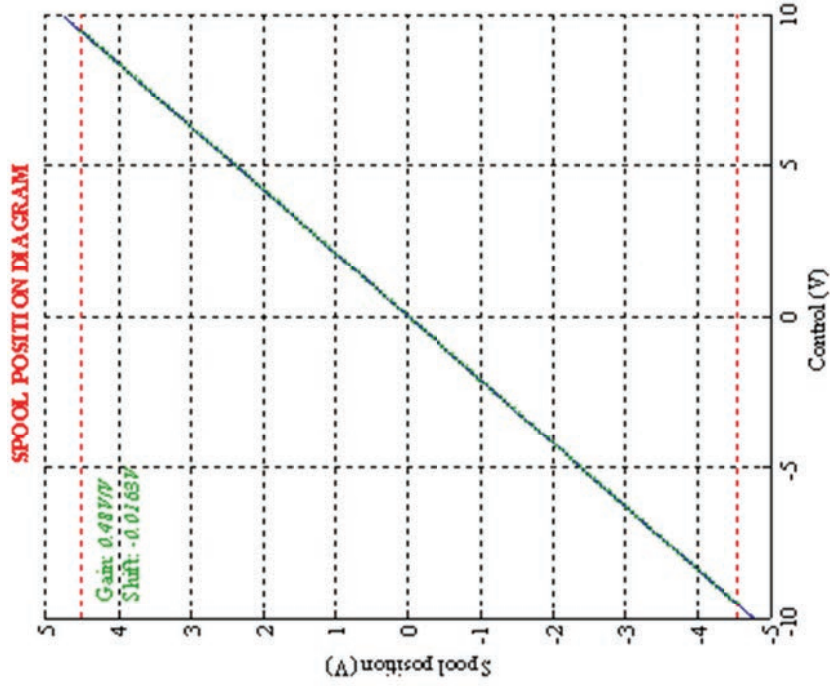
Customer: JOSECELİK-İSKENDERUN  
 Valve model: d661-604d  
 Serial number: D171 G65F0E 0A5SA0  
 Principle: *needle-flapper type*  
 Spool position transducer:  $\pm 10V$   
 Connection: positive, parallel  
 Nominal control signal: -10 ... 10V

### TEST CONDITIONS

System pressure: 70bar (control port blocked)  
 Test amplitude: 10V (100% of nominal control signal)  
 Oil temperature: 15°C

### TEST RESULTS

Spool position at -10.0V: -4.8V  
 Spool position at +10.0V: +4.7V  
 Hysteresis of spool position: 0.5% of rated signal



Date: 11-5-2011 11:28  
 Operator: MK

## Leakage Test

### GENERAL INFORMATION

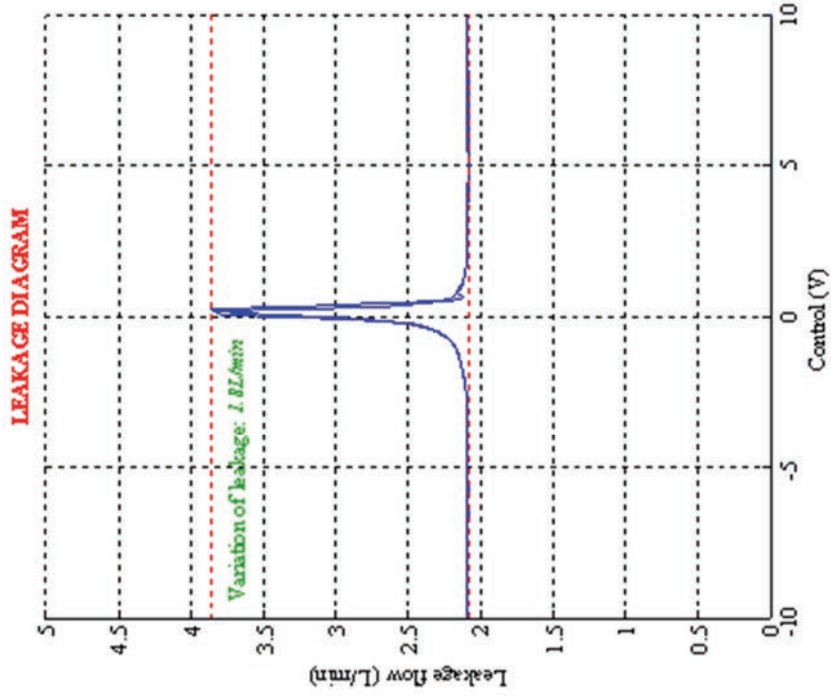
Customer: TOŞCELİK-İSKENDERUN  
 Valve model: d661-604d  
 Serial number: D177 G65 F0E 04NSA0  
 Principle: *nozzle-flapper* type  
 Spool position transducer:  $\pm 10V$   
 Connection: positive & parallel  
 Nominal control signal: -10 ... 10V

### TEST CONDITIONS

System pressure: 7 bar (control port blocked)  
 Test amplitude: 10V (100% of nominal control signal)  
 Oil temperature: 15°C

### TEST RESULTS

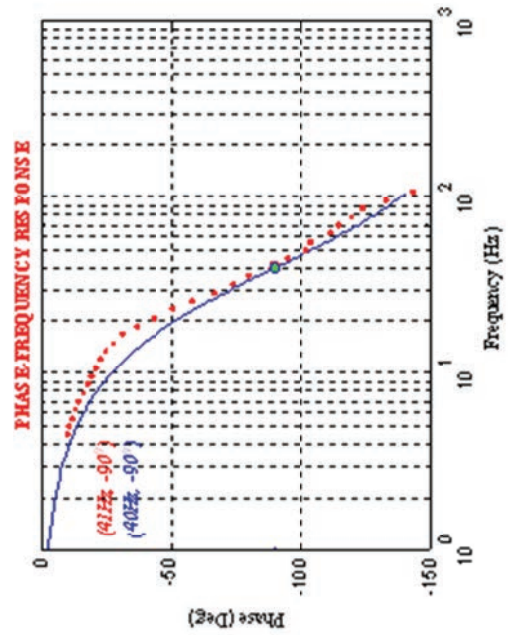
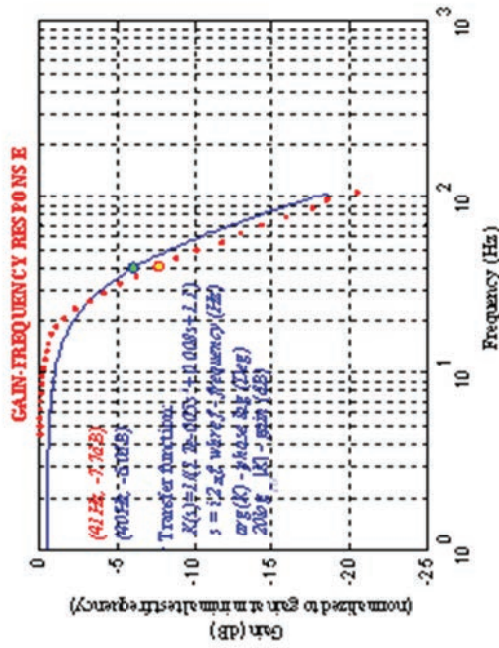
Maximal leakage: +3.9 L/min  
 Hysteresis of leakage: 1.0% of rated signal



Date: 11-3-2011 11:28

Operator: NK

## Dynamic Test

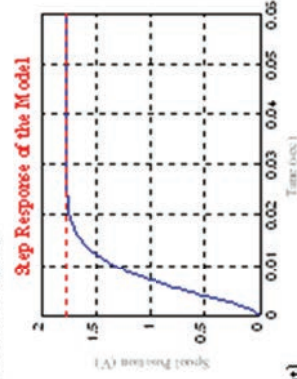


### GENERAL INFORMATION

Customer: TOSCELİK-İSKENDE RUM  
 Valve model: d661-604d  
 Serial number: D172 G65F0E0A0NSAO  
 Principle: nozzle-flapper type  
 Spool position transducer: 210V  
 Connection: positive, parallel  
 Nominal control signal: -10... 10V

### TEST CONDITIONS

System pressure: 2.10 bar (no load conditions)  
 Test amplitude: 4V (40% of nominal control signal)  
 Oil temperature: 17°C

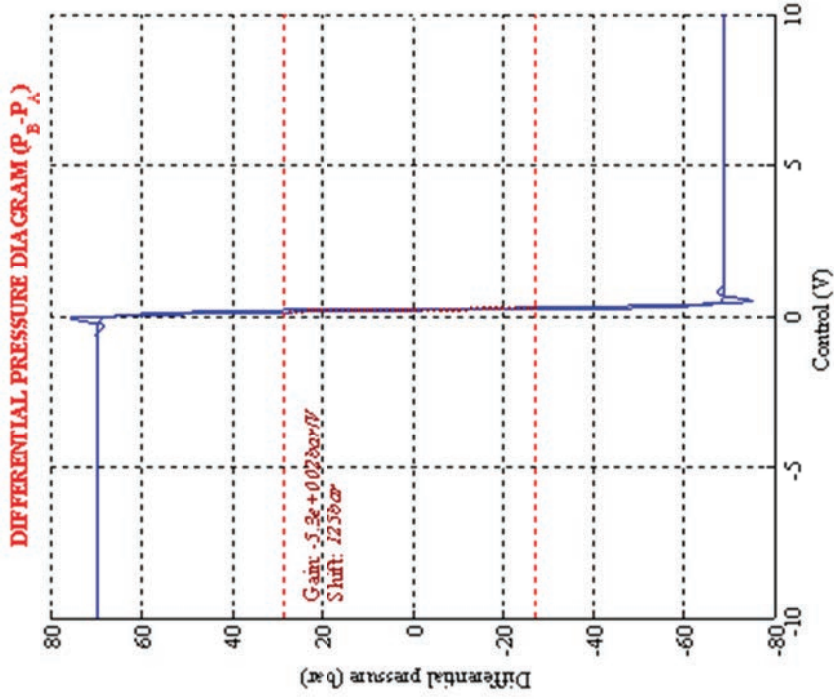


### TEST RESULTS

Natural frequency: 41 Hz  
 Gain at 41 Hz: -7.7 dB  
 Best linear dynamic model  
 $Ay'' + By' + C(y - y_0) = u(t) - u_0$   
 $u$  - control signal (V)  
 $y$  - spool position (V)  
 $y_0 = -0.0V$  (shift of control)  
 $y_0 = y(t_0) = +0.2V$  (shift of output)  
 $A = 3.6e-005$ ,  $B = 0.017$ ,  $C = 2.2$   
 Natural frequency of the model: 40 Hz  
 Gain of the model at 40 Hz: -6.0 dB  
 Date: 11-3-2011 11:39  
 Operator: NK



## Differential Pressure



### GENERAL INFORMATION

Customer: İOŞCELİK-İSKENDERUN  
Valve model: d661-6043  
Serial number: D171 G65FOE QANSAO  
Principle: nozzle-flapper type  
Spool position transducer:  $\pm 10V$   
Connection: positive & parallel  
Nominal control signal: -10 ... 10V

### TEST CONDITIONS

System pressure: 7 bar (control port blocked)  
Test amplitude: 10V (100% of nominal control signal)  
Oil temperature: 15°C

### TEST RESULTS

Hysteresis of pressure: 0.0% of rated signal

Date: 11-3-2011 11:28

Operator: NK

Servo valfin daha önceki tariflerimizde, karmaşık bir yapı olduğunu ve modellemesinin zor olduğunu belirtildi. Fakat çoğu dizayn ve işletme için, statik ve dinamik karakteristiklerin bilinmesi, gerekli olan parametreler için yeterlidir.

Servo valflerin dinamik karakteristikleri için, 2 parametre önemlidir, step response ve frekans response karakteristikleri. Test standı bu ölçülen karakteristikleri ayrıca bir model ile de karşılaştırmaktadır. Bu model için bazı detay bilgiler aşağıda verilecektir.

Servo valf frekans responsu düşünüldüğünde, 2. derece lineer diferansiyel denklem, modelleme için iyi bir yaklaşım olduğu bulunmuştur.

$$A \frac{d^2 y}{dt^2} + B \frac{dy}{dt} + Cy = u(t)$$

$u(t)$  : Giriş elektrik sinyali,

$y(t)$  : Hidrolik çıkış sinyali,

A,B,C: Servo valf sabit karakteristik parametreleridir.

Test standındaki program ile servo valfin step response karakteristikleri ölçülerek ve analiz edilerek, frekans response karakteristikleri belirlenmiştir.

Frekans respons, Bode diyagramını çizmek için, giriş elektrik sinyali sinüzoidal olarak verilir,

$$u(t) = \text{Sin}(wt)$$

Belirli bir sonra, çıkış sinyali  $y(t)$  de sinüzoidal olacaktır ve aynı açısal frekans  $w$  ile hareket edecektir. Bu hareket Fourier serisi ile matematiksel ifade edilebilir;

$$y(t) = \sum_{k=0}^{\infty} R_k(w) \cdot \sin(kwt + \varphi_k(w))$$

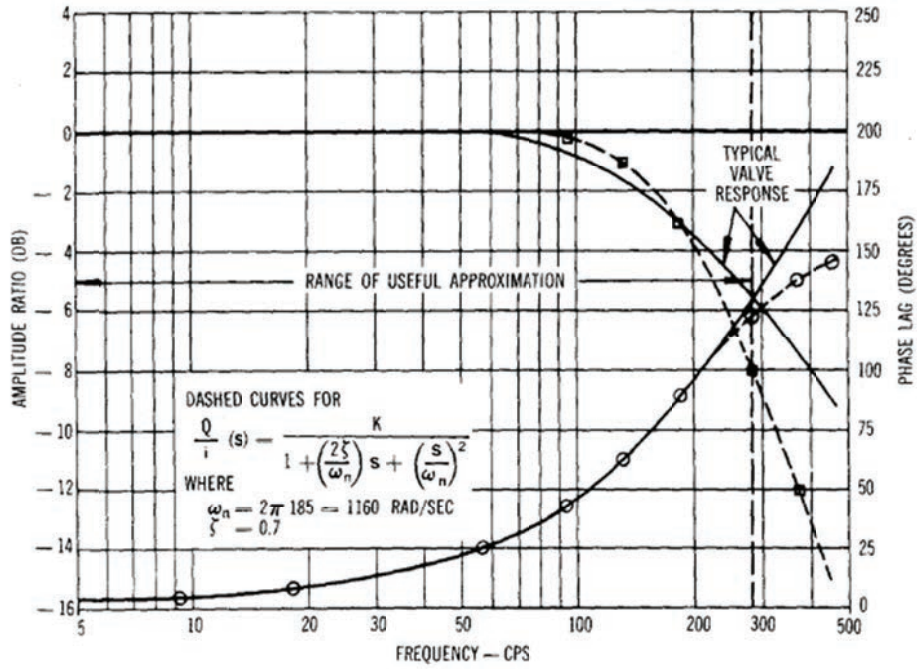
Burada genlik  $R_k(w)$  ve faz açısı  $\varphi_k(w)$  dır.

$$R_k(w) = |K_k(jw)|$$

$$\varphi_k(w) = \arg(K_k(jw))$$

$$K_k(jw) = \frac{w}{2\pi} \int_{\Delta t}^{\Delta t + 2\pi/w} y(t) \cdot e^{-jkwt} dt$$

Test standı, içindeki program ile 2. derece denklemi matematiksel olarak çözüp, A,B ve C katsayılarını da hesaplamaktadır.



Şekil 47. 2. Dereceden Diferansiyel Denklem Yaklaşımı

### TEST CONDITIONS

System pressure: 210bar (no load conditions)

Test amplitude: 4V (40% of nominal control signal)

Oil temperature: 17°C

### TEST RESULTS

Natural frequency: 41Hz

Gain at 41Hz: -7.7dB

Best linear dynamical model:

$$Ay'' + By' + C(y - y_0) = u(t) - u_0$$

$u$  - control signal (V)

$y$  - spool position (V)

$u_0 = -0.0V$  (shift of control)

$y_0 = y(u_0) = +0.2V$  (shift of output)

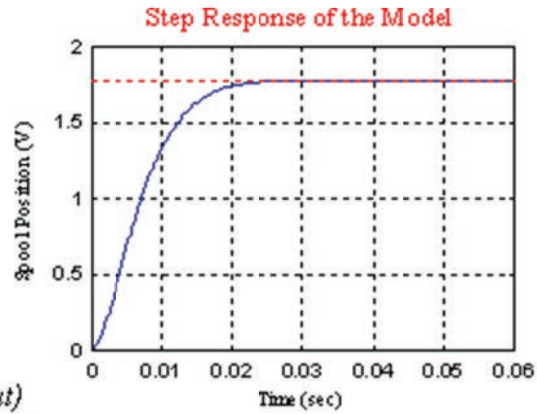
$A = 3.6e-005$ ,  $B = 0.017$ ,  $C = 2.2$

Natural frequency of the model: 40Hz

Gain of the model at 40Hz: -6.0dB

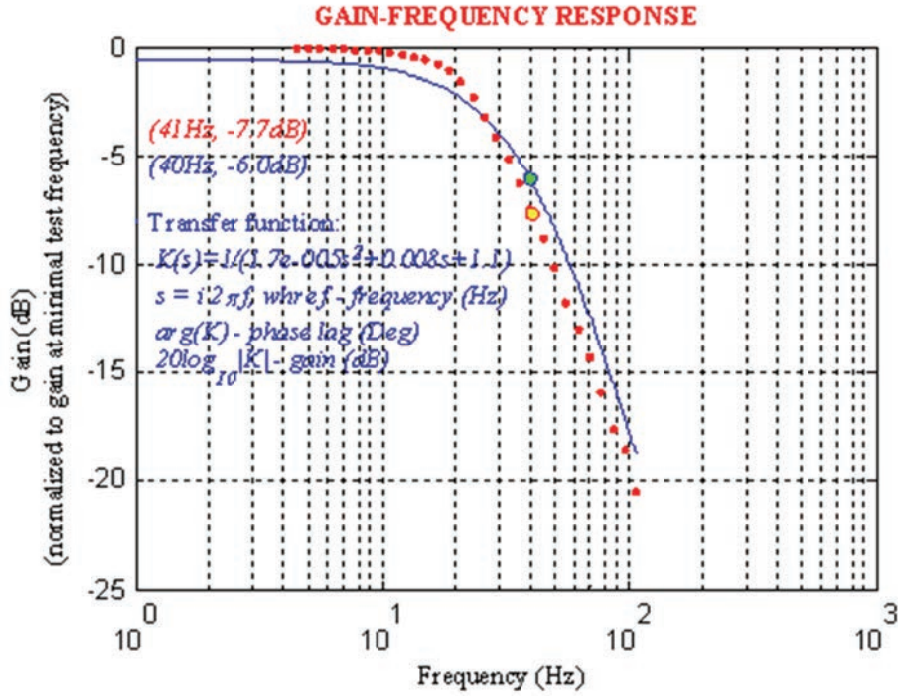
Date: 11-3-2011 11:39

Operator: NK



Şekil 48. Test Stand Denklem Çözümü Yaklaşımı

Buradaki step response ölçülmüş değer değildir. Matematiksel olarak elde edilmiş değerdir. Bunun tersini de sistem yapmaktadır. Step response'ları ölçüp, Bode diyagram çizilebilmektedir.



**Şekil 49.** Test Stand Bode Diyagram Yaklaşımı

## SONUÇ

Servo valfleri sadece bakımını yapmak değil aynı zamanda, response analizini yaparak sistemin iyileşmesine ya da yeni dizayn edilecek sistemin parametrelerinin tespiti bu sistem sayesinde mümkün olmaktadır.

- Statik karakteristikleri çıkarmak 1 dakikanın altında zaman almaktadır.
- Frekans response ve step response karakteristiklerini ölçerek çıkarmak mümkün olduğu gibi, aynı zamanda model ile yanlış ölçümlerin önüne geçilmiştir.
- Sistem dizaynı için gerekli olan minimum bilgiler paylaşılmıştır.
- Test Stand ile bakım imkânları artırılmıştır.
- Servo valf incelemesi bir adım daha ileriye gidilmiştir.

## KAYNAKLAR

- [1] Karl Erik Rydberg, Hydraulic Servo System, Linköpings University Lecture notes, 2008
- [2] Bahr Khalil, Phd, İnteracvtive Analysis of Closed Loop Electro Hydraulic Control Systems, 2009.
- [3] Sprax Sarco, Basic Control Theory, Catalog Notes
- [4] John. S Cundiff, Fluid Power Circuits, 2002
- [5] Electro Hydraulic Valves, a Technical Look, Moog Catalog, 2001
- [6] A Different Method To Determine Bode Diagram for Servo Valves, Johannes Dobranski, 2007
- [7] Valve Expert 2 X Manual, Shashkov M. Dietz Automation, 2002.
- [8] Transfer Functions For MOOG Servo Valves, Thayer W.J, Technical Bulletin, 1965



## ÖZGEÇMİŞ

### Şaban YAZICI

1965 yılında Zonguldak'ta doğdu. Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünden 1987 yılında "Makine Mühendisi", Aynı üniversitenin Makine Mühendisliği Bölümünden 1990 yılında "Yüksek Lisans" derecelerini aldı. 1988–1989 yıllarında TCDD Loko Bakım Atölyesinde imalat Mühendisi olarak çalıştı. 1989 yılında Erdemir' e bakım mühendisi olarak işe başladı. 1991 yılında ODTÜ İşletme Bölümünde hızlandırılmış İşletmecilik yüksek lisans eğitimi ve 1997 yılında Japonya'da Hidrolik ve Mekatronik kursu aldı. Erdemir 'de Mekanik Bakım Başmühendisliği ve İşletme müdürlüğü görevini 2009 yılına kadar yürüttü. Şu an TOSÇELİK' te İşletme Müdürlüğü görevini sürdürmektedir.