



bu bir MMO
yayıdır

MMO, bu makaledeki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan ve basım hatalarından sorumlu değildir.

Çek Valfli Sistemlerde Su Darbelerinin Kontrolü

Cahit ÖZGÜR
Levent KAVURMACIOĞLU

İTÜ
Makina Fak.

ÇEK VALFLİ SİSTEMLERDE SU DARBELERİNİN KONTROLÜ

Cahit ÖZGÜR
Levent KAVURMACIOĞLU

ÖZET

Çek valflerin kendi bünyelerinden gelen ve yok edilmesi olanaksız bulunan ters akış hızları bir çok tesiste önemli su darbelerine neden olurlar. Tesisat mühendisi proje aşamasında bu basınç darbelerini makul düzeyde tutacak şekilde önlemler alma durumundadır. Bu arada valfin tipinin ve büyüklüğünün seçimi ve gerekirse ek önlemler gündeme gelir.

Bu bildiride çek valfin dinamik karakteristikleri kullanılarak tesisatın özelliğine göre valfin yaratacağı su darbelerinin hesabı üzerinde durulmuştur. Tesisatın içerdiği elemanların etkilerine işaret edilmiştir. Ayrıca boyutsuz dinamik karakteristik kavramı kullanılarak uygun valf büyüklüğünün hesabı gösterilmiştir.

Pompaj tesislerinde özellikle basma borusu üzerine konulan birden fazla çek valfin etkileri analiz edilmiştir. Pompaj hattının doğrusal olarak yükselmemesi halinde kolon kopmasından sonra oluşabilecek aşırı basıncın ek çek valf kullanılması ile nasıl önenebileceği gösterilmiştir.

GİRİŞ

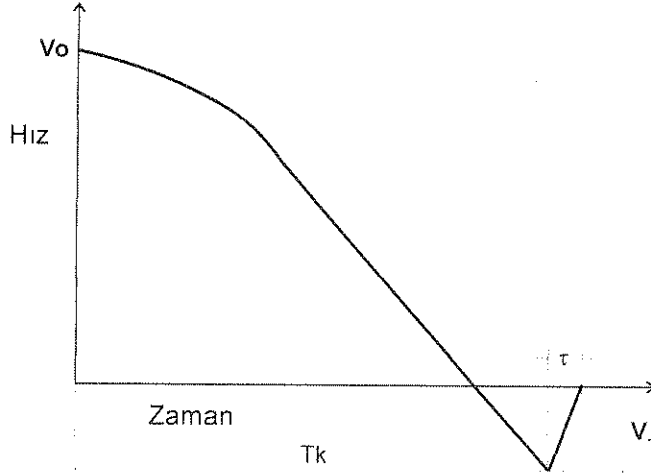
Çek valfler ya da bir başka adı ile geri tepme ventilleri, boru üzerinde geri dönüş akımını engellemek için kullanılan basit valflerdir. Genellikle önemli tesislerde boru hatlarında pompaların ve motorun ters dönüşünün zararlı etkisinden bu elemanları ve sistemi korumak amacı ile ya da ani akım kesilmesi halinde rezervuarın ve boru hattının boşalmasını engellemek için pompa çıkışına konur. Su dağıtım şebekeleri ya da özel hidrolik tesisatta, icabına göre bir hat üzerinde yalnız tek yönlü akışın istendiği hallerde sıkça kullanılan bir elemandır. Diğer bir uygulama alanı yüksek basınçlı boru sistemlerinde (petrol boru hattı gibi) boru patlamalarında boru içindeki tüm akışkanın kaybolmasını önlemek için emniyet tertibi olarak kullanılmasıdır. Bir çek valfde Sızdırmazlık ve ters akışın küçük tutulması gibi iki sorun vardır.

Küçük tesislerde çek valf kapağının kapanmasından sonra %100 bir sızdırmazlığın sağlanması mümkündür. Tam sızdırmazlığın önemli olduğu özel hallerde örneğin pompaların dip klapelerinde kapak malzemesinin özel seçilmesi ya da kapak ile oturma arasına doğrudan metalik temasın önlenmesi için conta konması ile sızdırmazlık kolaylıkla sağlanabilir. Birçok halde de tam sızdırmazlık aranmaz. Hava kazanı ile korunmuş bir pompaj hattında pompadan sonra konmuş olan çek valf yalnızca pompanın ani olarak devreden çıkması halinde çalışacak ve kapayacaktır. Arıza uzadığı zaman pompanın çıkış vanası kapatılacağından çek valfin tam sızdırmaz olmasına gerek kalmaz. Buna karşılık şehir şebeke suyunun sık aralıklarla kesildiği bir yerde hidroforlu tesislerde suyun kesik olduğu zaman şebekeye kaçmaması için çek valften iyi bir sızdırmazlık istenmesi doğaldır. Yine çatı depolarında depoya çıkış hattının tek olması halinde bu hattı depo çıkış noktasına bağlayan boru kısmı üzerine konacak bir çek valfin sızdırma sorunu yaşamsaldır. Çünkü bu çek valfin sızdırması halinde

depo dolu olduğu ve şamandıra depo giriş suyunu kesmiş bulunduğu halde depo çıkış borusundan ters akım ile depoya su girer ve deponun taşmasına neden olur.

Bu bildiride sızdırmazlık problemi ele alınmayıp sistemde su darbesine neden olan "kısa süreli ters akım" olayı üzerinde durulacaktır. Bu da çek valfin dinamik davranışı ile ilgilidir. Geri tepme ventilleri esas olarak dış müdahale olmadan kendinden hareketli, bir bakıma otomatik çalışan elemanlar oldukları için kapama için sinyali suyun akış hızından alırlar. Bu sinyalin alınması ve kapağın kapanması arasında dinamik anlamda bir faz gecikmesi mevcuttur. Bu yüzden suyun hareketi ile valfin açılması ve hızla kapanması arasında dinamik anlamda bir faz gecikmesi vardır. Bu gecikme valfin kapandığı anda normal akım yönünün aksi yönde V_T ters hızının doğuşuna neden olur. Bundan sonra ani denecek kadar hızlı olan bu kapama, (su kolonunun durdurulmasını sağlamak için) çok şiddetli bir basınç artışı ve su darbesi bedeli ile oluşur.

Sabit seviyeli bir depoyu besleyen tek hatlı bir pompalı tesisatta ani cereyan kesilmesi sonucu su kaybını ve pompa ters dönüşünü önlemek için pompa çıkışına koyduğumuz bir çek valfi göz önüne alalım. Pompa enerjisiz kalınca çek valfiden geçen ortalama su hızının zamana göre değişimi şekil (1) deki gibi bir değişim gösterir. Başlangıçta çek valfin tam açık durumda olduğu varsayılıyor.



Şekil 1.

Görüldüğü gibi hız değişiminin çok büyük bir yüzdesi doğrusala yakındır ve bu kısım su kolonunun sabit bir ters ivmesine karşılık gelir. Maksimum ters hızı erişildikten sonra valf kapağı şiddetli bir hız ile kapanır. Bu kapama zamanı genel olarak boru hattının karakteristik zamanı olan $2L/a$, yani rahatsızlığının depoya gidip dönme zamanından küçük olduğu için, bu şart gerçekleşmek koşulu ile, çarpma zamanı τ nun fazla basınç üzerinde bir etkisi yoktur ve basınç artışı için ani kapama su darbesi bağıntısı kullanılır. (Allievi - Joukowsky bağıntısı) :

$$\Delta P = \frac{\gamma}{g} a V_T \quad (1)$$

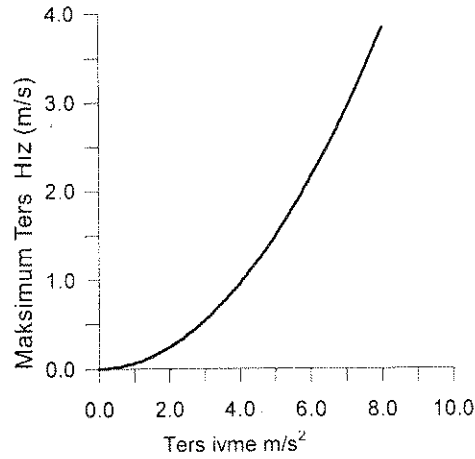
Burada ΔP basınç artışını, γ özgül ağırlığı V_T oluşan maksimum ters hızı göstermektedir. O halde su darbelerini istenilen limitler içinde tutabilmek için V_T ters hızının olabildiğince küçük tutmak gerekir.

DİNAMİK KARAKTERİSTİKLER

Deney gösteriyor ki çalpara, bilyalı, tablalı yada eksenal olsun, belirli bir tip ve geometrideki valf için ters hız, sistemin ters ivmesinin bir fonksiyonudur. Başka bir sözle su kolonunun (yavaşlama hızı) ters ivmesi ne kadar büyük olursa valf kapanıncaya kadar oluşan ters hız da o kadar fazla olacaktır.

$$V_T = f\left(\left|\frac{dV}{dt}\right|\right) \quad (2)$$

fonksiyonuna çek valfin dinamik karakteristiği adı verilmektedir.



Şekil 2.

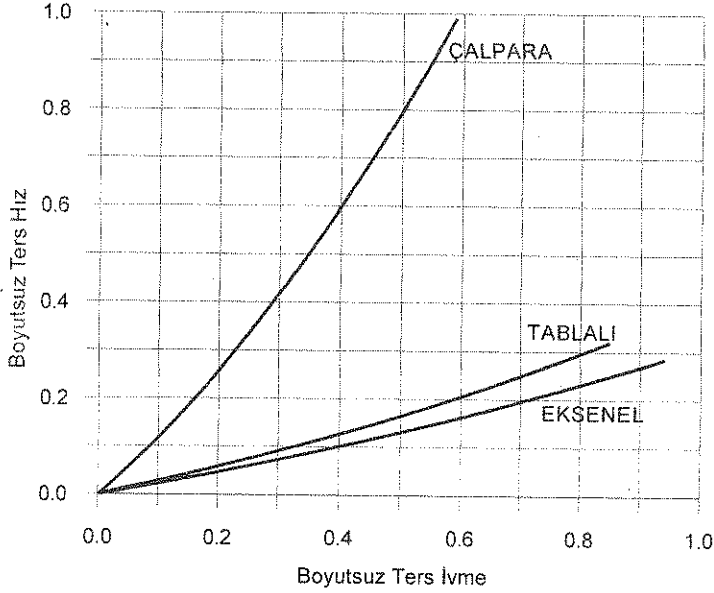
Şekil 2 de örneği verilen bu karakteristik ne kadar dik olursa valfin tesisatta doğuracağı darbeler o denli önemli olacaktır. O halde çek valf tipi seçilirken olabildiği kadar yatık karakteristikli bir valf seçilmelidir. Yelpaze tipi çek valfler (çalpara) ucuz ve basit olmalarına rağmen en dik karakteristiğe sahiptirler. Eksenel çek valfler ise yelpaze ve tablalı tiplerden daha uygun bir karakteristiğe sahiptirler. Ayrıca yay kuvveti arttırılınca kapama çabuklaşacağından aynı ters ivme için söz konusu ters hız da azalır. Firmalar deneysel olarak elde ettikleri dinamik karakteristikleri kataloglarında vermelidirler. Bu olmadığı takdirde matematik modelleme yoluna gidilir. [4]

Firmalar deneysel olarak elde ettikleri dinamik karakteristikleri kataloglarında vermelidirler. Bu olmadığı takdirde matematik modelleme yoluna gidilir. [4]

Boyut analizi kullanılarak boyutsuz hız ile boyutsuz ters ivme arasında "boyutsuz dinamik karakteristik" elde edilebilir. Bu suretle boyutları, açma hızları değişik değerlerde fakat aynı geometriye sahip iki çek valf karşılaştırılabilir. Aynı akışkan kullanılmak üzere boyutsuz karakteristik, V_0 valfin tam açılması için gerekli su hızını, D valf çapını göstermek üzere;

$$\frac{V_T}{V_0} = f\left(\left|\frac{dV}{dt}\right| \cdot \frac{D}{V_0^2}\right) \quad (3)$$

şeklinde ifade edilir. Şekil (3) de üç tip çek valf için simülasyon ile elde edilmiş dinamik karakteristikler verilmiştir. [1]



Şekil 3.

DİNAMİK KARAKTERİSTİKLERİN KULLANILMASI

Dinamik karakteristikler, belli bir çek valfin belli bir tesisatta kullanılmasının uygun olup olmadığına karar vermek için kullanıldığı gibi ayrıca belirli bir tip için boyut seçimine de ışık tutacaktır.

İlkin genel uygulama şekline paralel olarak valfin giriş çapının boru çapına eşit olması halini ele alalım. Genel olarak borudaki tasarım hızının %75 'inde valf kapağının tam açılmış olduğu verisi ile işe başlanır ($V_0 = 0.75V$).

Bir an için boru içinde kabul edilebilir maksimum basınca göre maksimum ters hızı da (1) bağıntısından saptadığımızı varsayalım. Bu hızın proje hızının %15 'ini geçmesi istenmez. Buna göre boyutsuz hız için,

$$V_T \leq 0.15 V, \quad V_T / V_0 \leq 0.2$$

varsayılabilir. Şimdi boyutsuz dinamik karakteristikten bu orana karşılık gelen boyutsuz ivme ve buradan da, V_0 ve D bilindiğinde, $\left| \frac{dV}{dt} \right|$ değeri bulunur. Kaba bir hesap için bu değer çıplak ters ivme ile kıyaslanır

$$\left| \frac{dV}{dt} \right| \geq \left| \frac{dV}{dt} \right|_{\text{çıplak}} = \frac{\Delta H}{L} g \quad (4)$$

olması halinde çek valf emniyetli olarak kullanılabilir.

Düşünelimki bu çözüm fazlaca emniyetli olsun. Özellikle büyük çaplı borular için böyle bir seçim gereksiz büyük bir yatırım sayılabilir. Bunun yerine daha küçük ve daha ucuz bir çek valf ile istenen sağlanabilir. Bunun olup olmayacağını görmek ve eğer olabilecekse valfin büyüklüğünü tayin için aşağıdaki gibi hareket edilir:

Boru içindeki büyüklükler için "b" endisini kullanarak, bunları D_b , V_b , V_{Tb} , V_{ob} , $(dv / dt)_b$ şeklinde gösterelim ve dinamik karakteristik bağıntısında çek valfdeki büyüklükler için tanımlanmış olan boyutsuz büyüklükleri bunlar cinsinden ifade edelim. Süreklilik denkleminde;

$$\begin{aligned} V_o D^2 &= V_{ob} D_b^2 \\ V D^2 &= V_b D_b^2 \\ V_T D^2 &= V_{Tb} D_b^2 \end{aligned}$$

olduğu düşünülerek kolaylıkla

$$\left| \frac{dV}{dt} \right| \cdot \frac{D}{V_o^2} = \left| \frac{dV}{dt} \right|_b \cdot \frac{D_b}{V_{ob}^2} \cdot \left(\frac{D}{D_b} \right)^3 \quad (5)$$

$$\frac{V_T}{V_o} = \frac{V_{Tb}}{V_{ob}} \quad (6)$$

bağıntıları yazılır. O halde bu bağıntılardan yararlanılarak var olan boyutsuz dinamik karakteristik kullanmak sureti ile daha küçük çaplı bir valfin neden olacağı fazla basınç hesap edilebileceği gibi yukarıdaki hesaba paralel olarak, kabul edilebilir maksimum basınç ve buna bağlı maksimum ters hızdan hareket edilerek eldeki boyutsuz karakteristikten

$$\left| \frac{dv}{dt} \right|_b \cdot \frac{D_b}{V_{ob}^2} \cdot \left(\frac{D}{D_b} \right)^3 \quad (7)$$

değeri bulunur. Tesisin ters ivmesi belli ise $\left(\frac{D}{D_b} \right)^3$ değeri ve buradan uygun çek valf çapı D tayin edilir.

TESİSDEKİ TERS İVMENİN TESBİTİ

Dinamik karakteristiğin basınç darbesi hesabında faydalı olabilmesi için yukarıda da değindiğimiz gibi pompa enerjisi kesildikten sonra sistemdeki ters ivmenin bilinmesi ya da bunun iyi bir şekilde tahmin edilmesi gerekir. Pompa döner kısımlarının etkisini ve boru hattının yük kaybını yok sayarsak emme ve basma depoları su düzeyleri arasındaki fark (statik yükseklik) ΔH ve boru hattının uzunluğu L olmak üzere (sabit çaplı) su kolonunun yavaşlama hızı, (yani ters ivme) yukarıda değindiğimiz gibi

$$\left| \frac{dV}{dt} \right|_{\text{çıplak}} = \frac{\Delta H}{L} g \quad (8)$$

basit bağıntısı ile hesap edilebilir. Buna sistemin çıplak ters ivmesi diyoruz. Yük kayıpları bu değeri düşürecektir. Ancak yük kayıplarının yok sayılması bizi daha emniyetli bir hesaba götürdüğü için bu varsayım kolaylıkla yapılabilir. Ancak bazı özel hallerde aşırı güvenin gereksiz maliyet getireceği unutulmamalıdır. Diğer taraftan her ne kadar normal uygulamalarda pompa rotorunun ataleti ters ivme üzerinde küçültücü etki yaparsa da bunun üzerinde özellikle durmak gerekir. Çünkü bu etki cereyan kesilmesini izleyen zaman içinde değişim göstermekte ve pompaj sisteminin özelliğine büyük ölçüde bağlı bulunmaktadır. Şekil(1) gerçek bir örnekten esinlenerek idealize edilerek çizilmiştir. Burada görüldüğü gibi ters ivmenin sabit olmadığı bir bölge vardır. Aslında hız değişimi pompaya ve bağlı olduğu tesise büyük ölçüde bağımlıdır. Hız değişiminin deneyle bulunması akla gelebilir; ancak bunun tasarım aşamasındaki bir tesis için mümkün olmayacağı açıktır ayrıca bitmiş bir tesis için de çok pahalı ve zahmetli deneyler gerektirir. Bunun için simülasyondan elde edilmiş sonuçlara gereksinim vardır. Kaynak [2] de tanımlanmış olan matematik modele dayanan simülasyon sonuçlarının bu hususda nasıl kullanılacağı ve ayrıca kullanma limitleri kaynak [3] de anlatılmıştır.

Tek hatlı basit bir pompa sisteminin cereyan kesildikten sonraki geçici rejimi χ ve 2ρ gibi iki boyutsuz büyüklükle belirir.

$$2\rho = \frac{aV_0}{gH} \quad (9)$$

Şekil 4a ve Şekil 4b de sırası ile $2\rho = 2, 4, 8, 16$ değerleri için merkezkaç pompa - boru sistemi için sözü edilen modelden elde edilmiş hız değişim grafikleri verilmiştir. Burada her grafikte

$$\chi = \frac{I\omega_0^2 \eta_0}{\rho Q_0 L V_0} \quad (9a)$$

volan sayısının 1, 10, 20, 50, 100 değerleri için ayrı eğriler gösterilmiştir. Görüldüğü gibi volan sayısı büyüdükçe ters ivmenin ortalama değerleri (beklenildiği gibi) küçülmektedir.

Şekil (1) deki eğri gibi birçok çalışmada fazla üzerinde durulmadan verilen ve tesise bağlılığı fazla konu edilmeyen eğrinin burada hangi etkiler altında değiştiği görülmektedir. Örneğin aynı volan sayısı için rijitlik sayısı 2ρ artınca eğrinin eğiminin azaldığı görülmektedir. Ayrıca bazı hallerde eğimin zamanla büyük çapta değer değiştirdiği gözlenmektedir. Bunun deneysel eğrilerde de gözlenmemiş olmasının nedeni ele alınan deneysel çalışmalarda donelerin söz konusu özel halleri kapsamamış olmasından doğmaktadır.

Bu eğrilerden her özel hal için çıplak ters ivme ile pompa sisteminin ters ivmesi arasındaki fark, başka bir değişle pompanın ters ivme üzerindeki etkisi izlenebilir. Boyutsuz ivme ile boyutlu ivme arasındaki bağıntıyı yazalım :

$$\left(\frac{dV}{dt}\right)_{\text{boyutsuz}} = \frac{dV / V_0}{dt / \frac{2L}{a}} = \frac{dV}{dt} \frac{2L}{V_0 a} \quad (10)$$

rijitlik sayısı ve çıplak ivme tanımından

$$2\rho = \frac{aV_0}{g\Delta H} \quad , \quad \left|\frac{dV}{dt}\right|_{\text{çıplak}} = \frac{\Delta H}{L} g$$

olduğu düşünülerek

$$\left(\frac{dV}{dt}\right)_{\text{boyutsuz}} = \frac{dV}{dt} \frac{2L}{g\Delta H} \cdot \frac{1}{2\rho} = \frac{dV}{dt} \cdot \left(\frac{2}{2\rho}\right) \bigg/ \left(\frac{dV}{dt}\right)_{\text{çıplak}}$$

$$\frac{dV}{dt} = \left(\frac{2\rho}{2}\right) \cdot \left(\frac{dV}{dt}\right)_{\text{çıplak}} \cdot \left(\frac{dV}{dt}\right)_{\text{boyutsuz}} \quad (11)$$

bağıntısı elde edilir. Şimdi bu bağıntıyı 2 tesisat örneği üzerinde uygulayarak ters ivmelerin değerlerini bulalım. Rijitliğin fazla olduğu ve volan sayıları farklı iki tesis ele alıyoruz.

$2\rho = 8$ için şekil 4b de $\chi = 1$ ve $\chi = 20$ değerlerine karşı gelen boyutsuz ortalama ters ivmeler grafikten sırasıyla

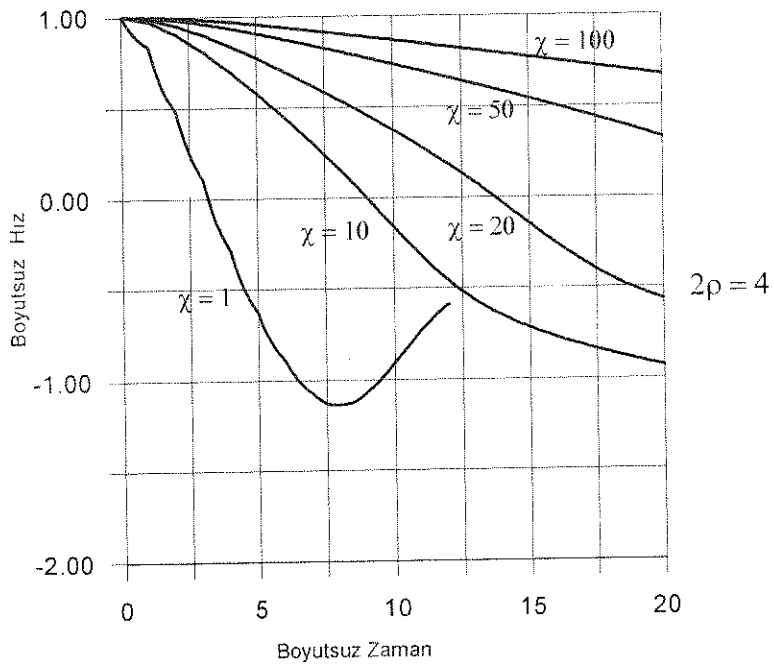
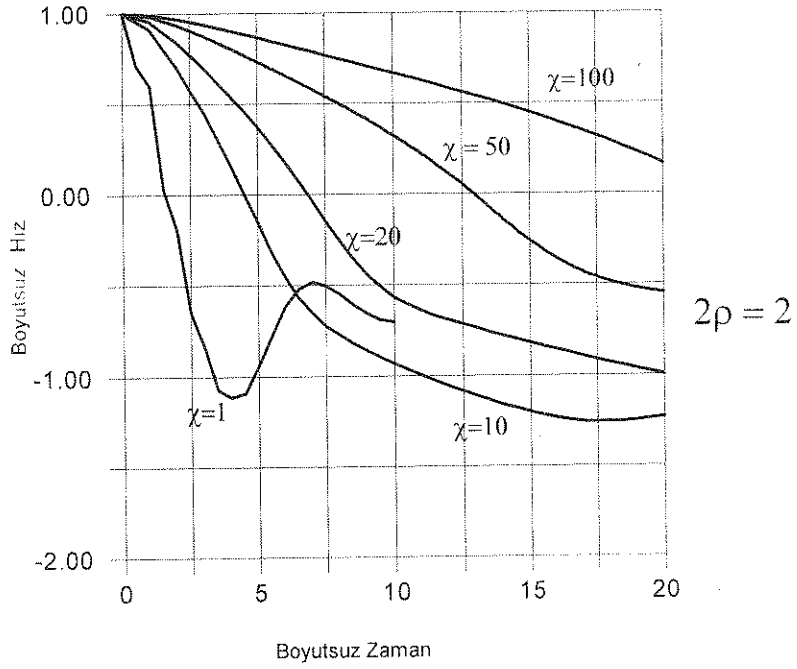
$$\left(\frac{dV}{dt}\right)_{\text{boyutsuz}} = \frac{1}{6} = 0.17 \quad \text{ve} \quad \left(\frac{dV}{dt}\right)_{\text{boyutsuz}} = \frac{1.5}{37.5} = 0.04$$

olarak ölçülür. Bunlar (10) bağıntısına götürürsek boyutlu ters ivmeler

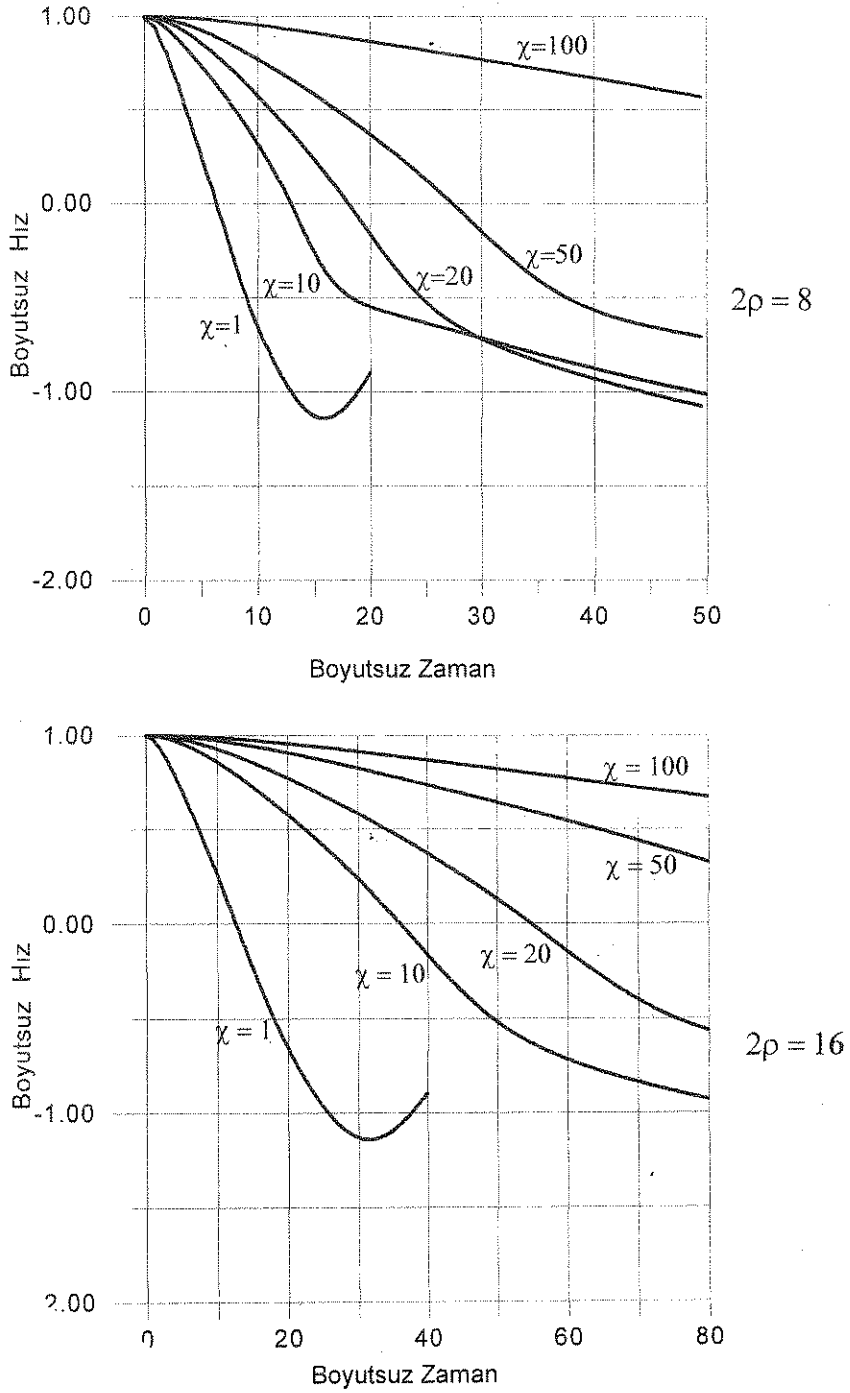
$$\frac{dV}{dt} = 0.17 \cdot \left(\frac{2\rho}{2}\right) \cdot \left(\frac{dV}{dt}\right)_{\text{çıplak}} = 0.68 \cdot \frac{g\Delta H}{L}$$

$$\frac{dV}{dt} = 0.04 \cdot 4 \cdot \frac{gH}{L} = 0.16 \cdot \frac{g\Delta H}{L}$$

değerlerini alır. Görüldüğü gibi pompalı sistemin ters ivmesi birinci halde çıplak ters ivmenin %68 mertebesinde iken ikinci halde ancak %16 kadardır. Bu suretle çok özel haller hariç pompanın etkisinin ihmal edilmeyecek mertebede olduğu görülmektedir.



Şekil 4a.



Şekil 4b.

VOLAN SAYISININ HESABI

Yukarıda sözü geçen boyutsuz (hız - zaman) diyagramlarını kullanabilmek için tesiste χ volan sayısının hesabı yahut tahmini gerekir. Tesisin karakteristikleri belli sayıldığına göre buradaki problem döner kütlelerin I atalet momentinin bilinmesidir. Eğer imalatçı firma bu değeri net olarak veriyor ise sorun kalmaz. Fakat çoğu zaman proje mühendisi gerek pompa dönen kütlelerinin gerekse elektrik motorunun rotorunun atalet momentini kendisi tahmin etmek zorunda kalır. Pompa için en güvenilir

korelasyon Thorley [5] tarafından verilmiştir. Çok küçük ve hafif yapılı çarklar ayırık tutulursa doğrusal regresyon analizi ile elde edilmiş

$$I = 0.03768 \cdot \left(\frac{P}{N^3} \right)^{0.9556} \quad (12)$$

korelasyon bağıntısı geniş bir grup pompayı 0.96 ya eşit bir korelasyon katsayısı ile temsil edebilmektedir. Burada P büyüklüğü kW cinsinden motor gücünü N ise dakikadaki devir sayısının 1000 de birini göstermektedir.

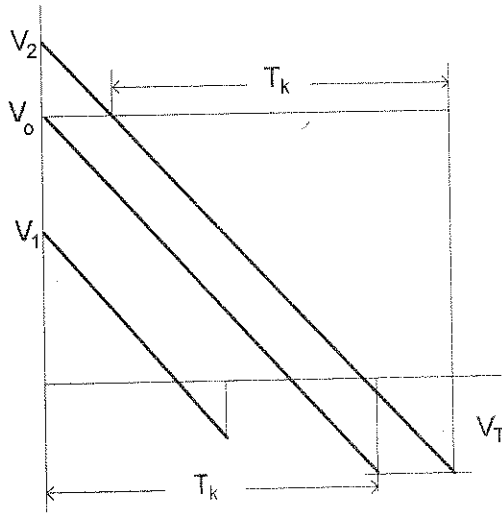
Motorun atalet momentine gelince bunun için de aynı yayında [5]

$$I = 0.043 \cdot \left(\frac{P}{N} \right)^{1.48} \quad (13)$$

korelasyon bağıntısının kullanmak tavsiye edilmektedir. Deneysel verilerden elde edilmiş bu eğri üzerinde dağılıma çok az olup korelasyon katsayısı 0.97 dir.

BORUDAKİ BAŞLANGIÇ HIZININ ETKİSİ

Burada gösterilen hesaplarda borudaki V_B başlangıç hızında klapeenin tam açık olduğu varsayılmıştır. ($V_B = V_o$) Klape yarım açık ise aynı ters ivme ile klapeenin kapanmasına kadar geçen zaman azalacaktır. Buna karşılık hızın işaret değiştirmesine kadar geçen zamanı da küçülecek yani ters hızın başlama zamanı da kısalmaktadır. Bu bakımdan kısmi açıklıklar için ters hızın hesabında matematik modellemeye gereksinim vardır. Kavurmacıoğlu [1] tarafından geliştirilen model ile yapılmış hesaplar göstermektedir ki kısmi kapamalarda erişilen maksimum ters hızlar tam açıklıktaki değerlerin altındadır. Pratik sonuçlar da bunu doğrulamaktadır. Pratikte ayrıca pompa rotorunun yavaşlatıcı etkisi bu farkı daha belirgin hale getirir. [3]



Şekil 5.

Başlama hızının V_o tam açılma hızının üzerinde olması haline gelince, burada farklı bir durum vardır. Normal olarak borudaki hızın proje değeri tam açılma hızının %20 - 30 üzerinde alınır. Böyle bir halde beklenecek fazla basınç için yine oluşan maksimum ters hızı bakacağız; ancak sistem enerjisiz kalıp

su kolonu hız kaybedince V_0 hızına kadar klapa hareketsiz kalır. Eğer sistemin ters ivmesi sabit ise oluşan maksimum ters hız da herhangi bir değişme olmaz. Çünkü Şekil 5 de görüldüğü gibi ters ivmede klapa harekete geçtikten sonra kapamaya kadar geçen zaman aynıdır.

Şimdi burada pompanın ataletinden doğan etkiyi göz önüne alır ve hız değişiminin tüm alanda doğrusal olmadığını düşünürsek pratikte V_0 değerinin üstündeki hızlarda V_T nin hafifçe artacağını kabul etmemiz gerekir. Yapılan deneyler de bunu göstermektedir. Ancak bu fark o kadar küçüktür ki genel olarak hesaplarda tam açıklıktaki ters hız değerini göz önüne almak yeterlidir.

ÇEK VALFİN TERS İVME ÜZERİNDEKİ ETKİSİ

Bir pompaj hattında pompa çıkışında çek valf olup olmadığı hallerinde ters ivmenin teorik olarak aynı olmayacağı açıktır. Ancak gerek deneysel sonuçlar ve gerekse Kavurmacioğlu [1] tarafından geliştirilen matematik modeller ile yapılan simülasyonlar göstermiştir ki maksimum ters hıza erişinceye kadar geçen zaman içinde ters hızın ortalama değeri üzerinde çek valfin etkisi tamamıyla yok sayılabilir mertebededir. Çarpma prosesi başladıktan sonra doğal olarak ters ivmenin işaret değiştireceği ve çek valfin etkisini şiddetli bir şekilde hissettireceği açıktır. Ancak şimdiye kadar çarpma prosesini simule eden bir matematik model geliştirilememiştir.

Yukarıda sözü edildiği gibi genel olarak yapılan hesaplarda çek valfsiz sistemin ters ivmesi çek valfli sistemde valfin neden olacağı su darbesi için esas alınmaktadır.

BORU HATTI ÜZERİNDE BİRDEN FAZLA ÇEK VALF

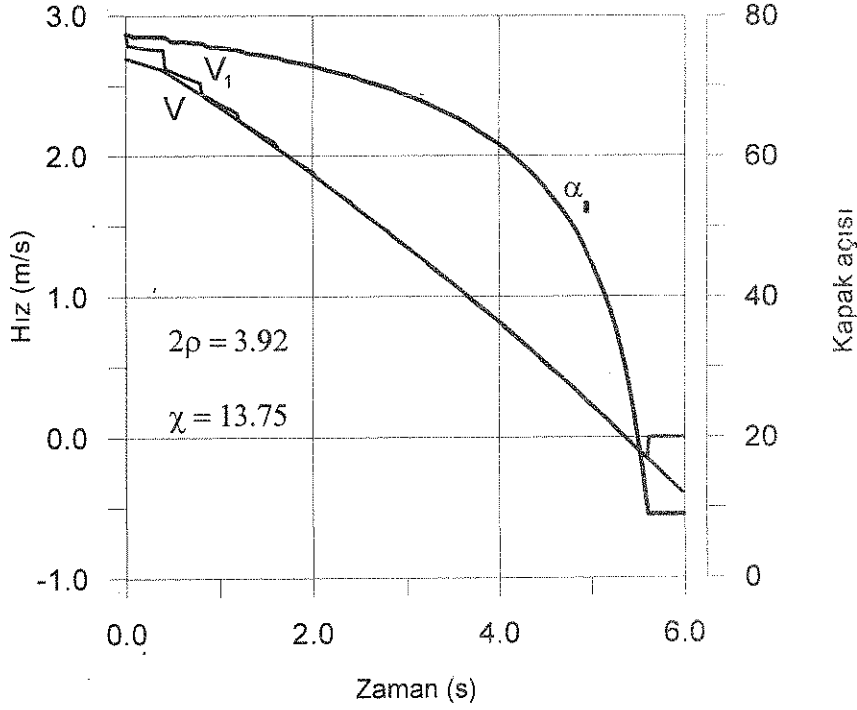
Pompajlı sistemlerde, hava kazanı, vantuz, denge bacası, fazla basınç valfi (deşarjör) gibi su darbelerini önlemek için kullanılan tertiplerin hiçbirinin var olmadığını kabul edelim. Yalnızca çek valf veya çek valfler ilavesinin etkilerini araştıralım. Önce pompa çıkışına koyduğumuz çek valfin etkisine bakarsak :

Çek valfsiz halde geri akışa ve geri dönüşe tam izin verileceğine göre su kolonunun ters akışa devamı ile pompa ters türbin gibi çalışacak ve ambalman hızına gelince frenleneceğinden bir su darbesi (fazla basınç şeklinde) belirecektir. Bu su darbesinin değeri boru rijitliğine ve volan sayısına göre değişir. Pompa çıkışındaki çek valf büyük ölçüde geri akışa izin vermediği için pompanın ters türbin gibi çalışması ile frenlenmesinden doğan bir fazla basınç ortaya çıkmaz, buna karşılık çek valfin izin verdiği maksimum ters akışın yarattığı ani kapama darbesi baş gösterir. Bunun hesabı ve kontrolü da yukarıda anlatıldığı gibi olacaktır. Buna karşılık valfin konulması çek valfin kapanmasına kadar geçen zaman içindeki basınç ve hız değişimlerini etkilemez. Bu nedenle çek valfin pompa motoru akımının kesilmesi ile oluşan depresyon ve negatif basınç darbesi üzerinde bir etkisi yoktur.

Bu savımızı daha kuvvetlendirmek için Şekil 6 da tek çek valfli bir sistemdeki hız zaman değişimi çek valfsiz sistemdeki hız zaman değişimi ile spesifik bir örnek üzerinde kıyaslanmıştır. Burada V pompa çıkışında çek valfsiz sistemdeki, V_1 ise çek valfli sistemdeki hızı göstermektedir.

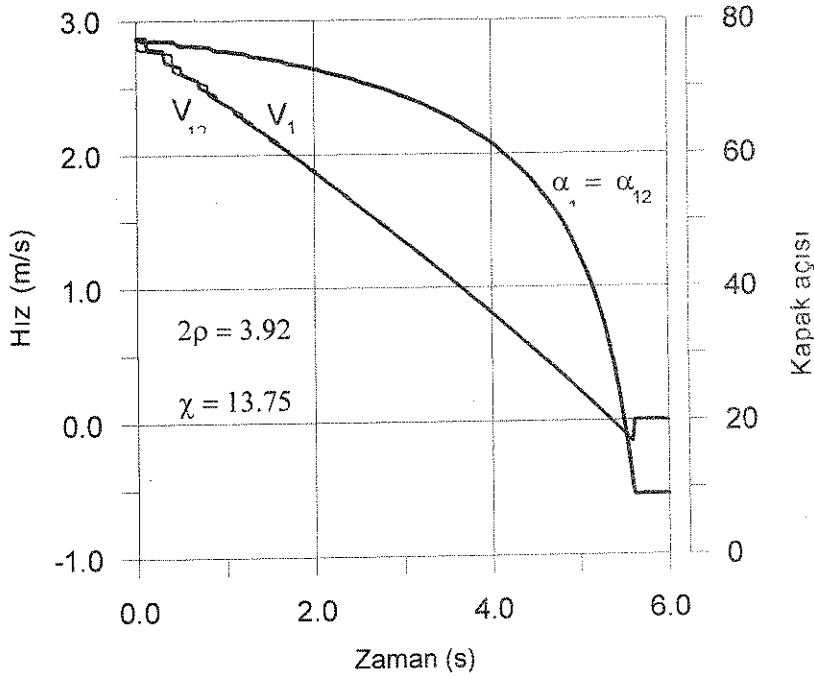
Kullanılan çek valf çalpara tipindedir ve matematik modelleme Kavurmacioğlu [1] yöntemine göre yapılmıştır. Görüldüğü gibi hız eğrisinde hissedilir bir değişme yoktur. Aynı modelle boru hattı ortasına konulan ikinci bir çek valfin etkisi de simule edilmiş ve mukayeseli durum Şekil 7 de gösterilmiştir.

Burada V_1 tek çek valfli sistemde, V_{12} ise iki çek valfli sistemde pompa çıkışındaki hızı, benzer şekilde α_1 tek valfli, α_{12} de çoklu sistemde kapak açısını göstermektedir.



Şekil 6

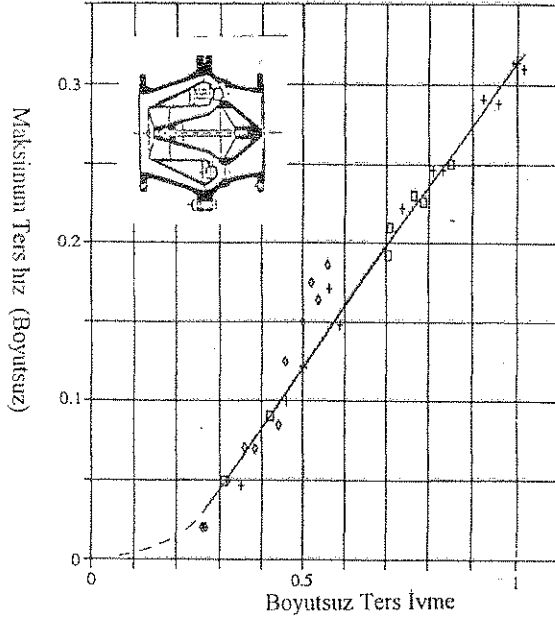
Kapağın örneğin 8° lik bir açıda kapandığı düşünülürse her iki halde de 8° ye erişme zamanının (kapama zamanı) yakın olduğu ve buna karşı gelen ters hızların da yakın olacağı görülür. Fazla basıncın ani kapamadan geldiği varsayımı ile tek çek valf ve çift çek valf halinde fazla basınç darbesinin hissedilir bir değişme göstermeyeceği sonucuna varılır.



Şekil 7.

YAY KUVVETİNİN ETKİSİ

Eksenel çek valflerde yay kuvvetinin artırılmasının kapamayı çabuklaştırdığı için maksimum ters hızı azaltması ve bu nedenle doğuracağı basınç darbesinin de küçülmesi beklenir. Bu bakımdan dinamik karakteristik sert yay kullanılıncaya daha yatık hale gelecektir. Ancak boyutsuz dinamik karakteristik için durum farklıdır. Şekil 8 de Thorley [5] tarafından verilen deneysel sonuçlar gösterilmiştir. Burada eksenel hareketli halka şeklinde kapağa sahip lüle tipi bir çek valfin, değişik sertlikte 3 yayın kullanılması halindeki boyutsuz dinamik karakteristiği görülmektedir. Dikkat edilirse eğri etrafında yay kuvvetine bağlı sistematik bir dağılıma yoktur. Bu sonucu yay kuvvetinin değişmesinin boyutsuz dinamik karakteristiği etkilemediği şeklinde yorumlamak olasıdır.



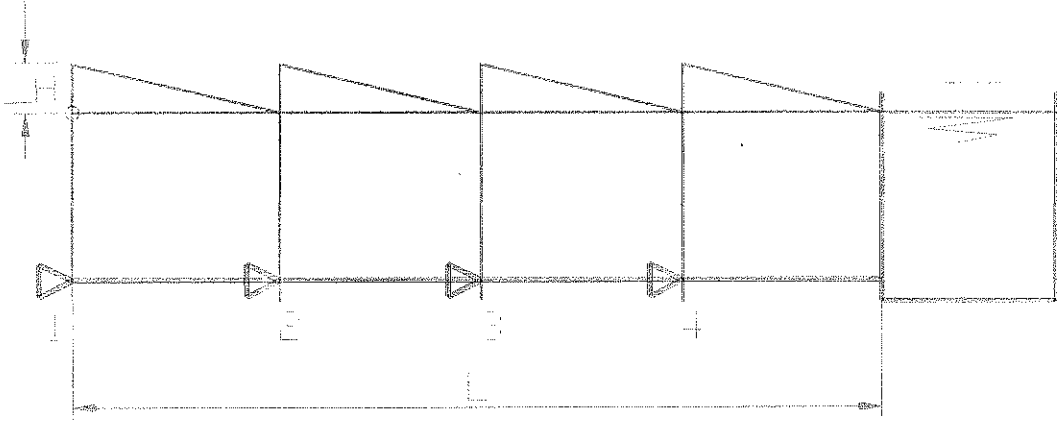
Şekil 8.

SU DARBELERİNE KARŞI ÇEK VALFLİ ÇÖZÜM

Pompaj hatlarında su darbelerinin şiddetini azaltmak için hat üzerine birden fazla çek valfin konmasının daha ziyade ampirik bir çözüm gibi uygulandığına pratikte şahit olunmaktadır. Bu konuya daha yakından ve rasyonel olarak yaklaşalım.

İncelenmesi gereken ilk konu sisteme eklenen yeni çek valfin eski çek valfin kapama zamanını, hattın ters ivmesini ve sonuç olarak ta maksimum ters hızı pozitif yönde etkileyip ettilmediğidir. Ancak yukarıda açıkça gösterdik ki en azından çalpara çek valfler için bir boru hattında valf sayısının bir taneden iki taneye çıkarılması valflerin kapama sürelerini ve maksimum ters hızları değiştirmemektedir.

Probleme diğer bir yönden bakalım ; su darbesinin nedeni su kolonunun kinetik enerjisinin basınç enerjisine dönüşmesi şeklinde görülebilir. Bu sav ile tüm kolonu bir tane valf ile durdurmak yerine, kolonu birkaç parçaya bölüp birkaç çek valf ile durdurmak, yani darbeyi çek valf sayısı kadar sayıya bölmek son derece makul görülebilir. Bu durumu Şekil 9 daki şema üzerinde görelim. Pompaj hattında 4 tane çek valf bulunsun; sistemde ters akışın başladığı ve maksimum V_T değerine erişmesinden sonra valflerin etkilerini göstererek $\Delta t = \tau$ zamanı içinde kapanıp tüm kolonu durduğunu düşünelim. (Pompa rotorunun etkisini yok sayıyoruz)



Şekil 9.

Hareket miktarı teoremini basit şekli ile yazarsak, Δt zamanında kolonun hızı ΔV kadar azaldığına göre Ω boru kesit alanı olmak üzere

$$\Delta t \cdot \left(\sum \Delta p \right) \cdot \Omega = \frac{\gamma}{g} \cdot L \cdot \Omega \cdot \Delta V \quad (14)$$

Aslında burada sistem hiperstatiktir. Tıpkı 4 mesnetle taşınan rijit bir çubukta olduğu gibi basınç farklarının nasıl dağılacağı belli değildir. Bu dağılımın eşit olduğu kabul edilirse her valfe gelen basınç artışı, toplamın dörtte biri alınarak

$$\Delta p = \frac{\gamma}{4g} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta t} \cdot L = \frac{\gamma}{4g} \cdot \frac{V_T}{\tau} \cdot L \quad (15)$$

değerinde olacak yani tek çek valfe göre basınç artışı 4 kez daha az olacaktır. Ancak bu durum suyun sıkışması ve borunun genişlemesinden doğan elastiklik düşünüldüğü zaman değişecektir. Bilindiği gibi hızlı kapama halinde yani kapama süresi basınç dalgasının boru ucuna gidip gelme zamanından küçükse ($\tau < \frac{1}{4} \frac{2L}{a}$ hali) darbenin şiddeti boru boyuna bağlı değildir ve borunun dörde bölünmüş

olması darbe şiddetini azaltmaz. Basınç fazlalığı yine $\frac{\gamma}{g} a V_T$ olarak hesap edilir. Bilindiği gibi genel

olarak çek valfli sistemlerde (emniyetli hesap da gözönüne alınarak) bu varsayıma göre hareket edilir. Ancak laboratuvar deneylerimizden de izlediğimiz gibi 20 ÷ 50 mm. çapındaki çek valflerde (muhtemelen muylu sürtünmeleri yüzünden) çarpma prosesi yavaşlamakta ve yavaş kapama sınırına girilmektedir. Yavaş kapamada basınç artışı (kapama kanunu doğrusal ise) aşağıdaki bağıntı ile hesap edilir.

$$\Delta p = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{2V_T}{\tau} \cdot L \quad (16)$$

sistemde 4 çek valf varsa, boru boyu 4 eşit kısma bölüneceğinden basınç artması her valf için

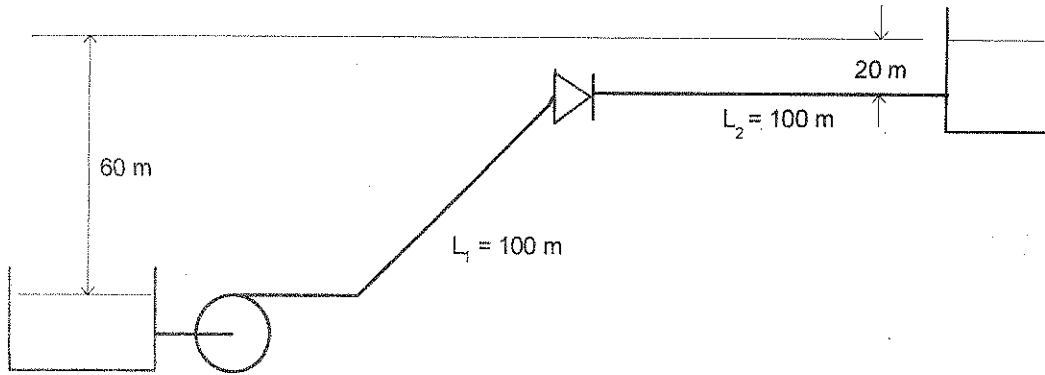
$$\Delta p = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{2V_T}{\tau} \cdot \frac{L}{4} \quad (17)$$

olacaktır. Bu durumda seri halde valf kullanılmasının avantajı görülür. Ancak böyle bir çözümü uygulama ya koyabilmek için τ çarpma zamanını hesap yada iyi bir şekilde kestirebilmek gerekir. Kontrollü ya da damperli bir kapama olmadığı takdirde τ zamanını hesap edecek bir modelleme

şimdiye kadar gerçekleştirilememiştir. Bu yüzden ancak L boru boyunun çok kısa olması yada küçük çek valfler hallerinde böyle bir durum olabileceği akla gelebilir. Genel olarak bu özel haller küçümsenmektedir.

Boru hattı üzerinde pompa çıkış çek valfine ek olarak ikinci bir çek valf konmasının su darbeleri bakımından özel ve etkin bir uygulaması kolon kopması halinde görülmektedir. Özellikle boru hattının orta kısımlarının yükselme gösterdiği tesislerde, pompa cereyanının kesilmesinden sonra oluşan depresyon periyodunda özel bir önlem alınmadığı halde kolonun kopması olasıdır. İkiye ayrılan kolon daha sonra buhar boşluğunun çökmesi ile çarpışır ve büyük bir su darbesine neden olur. İşte bu darbenin şiddetini azaltmak için kopma noktası civarına bir çek valf konarak üst kolonun alt kolon ile çarpışması önlenir. Bunu bir örnek ile görelim :

Şekil 10 da şematik olarak verilmiş olan tesisatta hattın A orta noktasında basınç değişimini izleyeceğiz. Boru kayıplarını ihmal ediyoruz.

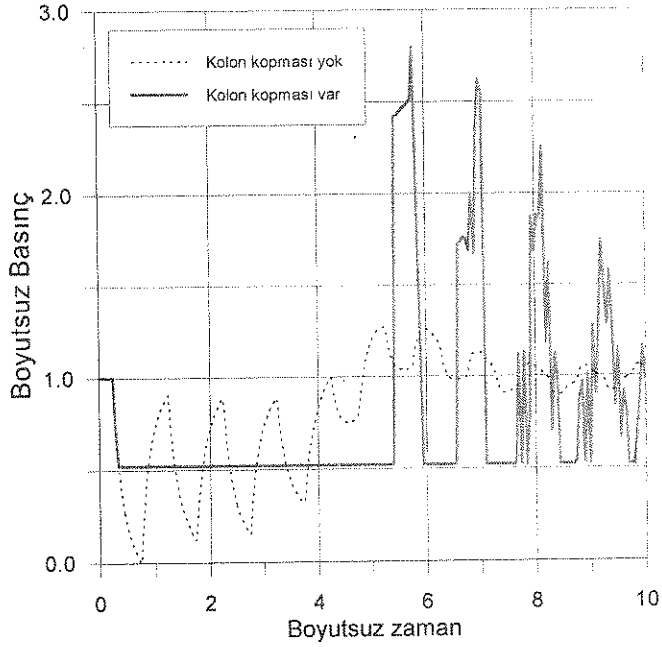


Şekil 10.

İlk olarak sistemi çek valfsiz olarak ele alıyoruz. Bir an için suyun negatif basınçlara dayandığını düşünelim (veya boru hattı depoya kadar yatay olsun) o şekilde ki basınç hiç bir yerde buharlaşma basıncının altına inmesin ve kolon kopmasın. Bu durumda boru orta noktasındaki basıncın pompa cereyanının kesilmesinden sonraki değişimi şekil 11 de belirtilmiştir. Görüldüğü gibi orta noktadaki basınç önce sıfıra kadar düşmekte daha sonra dalgalanmalarla nominal (statik) basıncın 1.25 değerine kadar yükselmektedir. Başka bir deyişle burada % 25 lik bir fazla basınç oluşmaktadır. Şimdi su kolonunun 10 metrelik bir negatif basınçta koptuğu ve burada oluşan buhar basıncının sıcaklık değişmedikçe değişmediği kabul edilirse, bu noktadaki basıncın alt değeri sabit kalacaktır. Kolon kopmasını içeren matematik modeller daha önce geliştirilmiştir. [6]. Biz bu çalışmada yalnız buhar içeren boşluk modelini geliştirdiğimiz matematik modele monte ettik. Program çalıştırıldığında elde edilen sonuç şekil 11 üzerinde gösterilmektedir. Burada görüldüğü gibi orta noktada basınç buharlaşma basıncına düştükten sonra kolon kopmuş ve basınç sabit kalmış, buhar kabarcığı çökünce ani olarak basınç yükselmiştir. Oluşan basınç darbesinden dolayı fazla basıncın %180 mertebesinde olduğu görülmektedir. Bunun çok önemli ve tehlikeli bir değer olduğu açıktır.

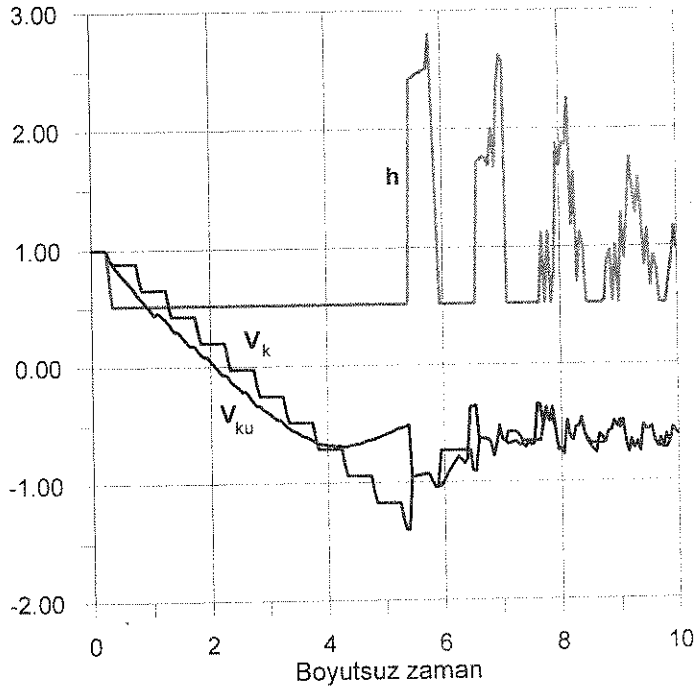
Problemi biraz daha yakından incelersek orta noktadaki su hızının değişimi ve kopma anında ikiye ayrılan kolonun sağ ve sol başındaki hızların değişimi izlenebilir. Şekil 12 de V_k buhar boşluğunun sağ tarafındaki su - buhar ara yüzeyinin hızını, V_{ku} ise sol tarafındaki ara yüzeyin hızını boyutsuz formda yani V_0 başlangıç hızına bölünmüş şekli ile göstermektedir. Dikkat edilirse boşluğun çökmesi anında her iki yüzeyin hızı da negatif yani depodan pompaya doğrudur ve fakat mutlak değerleri farklıdır. Başka bir sözle üst kolonun ters hızı ile alt kolonun ters hızı arasında boyutsuz olarak 0.80 kadar fark vardır. Bu iki kolonun çarpışması aşırı basınca neden olmaktadır.

Şimdi eğer bu noktaya bir çek valf konur ve üst kolonun ters hızı önlenirse fazla basınç darbesi yalnızca çek valfin doğuracağı darbe değerine indirgenecektir. Basitlik üzere çek valfin, ters akış başladığı zaman kapandığını düşünelim. Bu takdirde üst kolon yüzünden çek valfin üst tarafında büyük bir fazla basınç oluşmayacak, buna karşın çek valfin alt tarafında yalnızca alt kolonun yarattığı negatif basınç, buhar boşluğu çökünceye kadar devam edecektir. Ancak bu çökme hiç gerçekleşmeyebildiği gibi çökme olsa dahi klape alt tarafında oluşan basınç klape üst tarafı ile kısmen dengeleneceği için tehlikeli bir durum olmaz. Bunun aksine pratikte şöyle bir durum ile karşılaşılır.



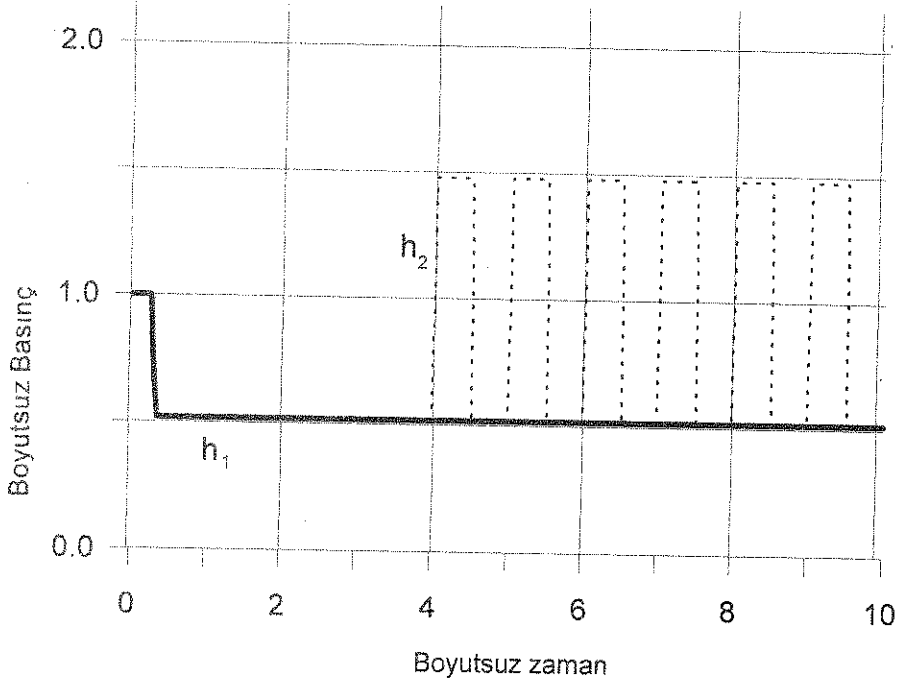
Şekil 11

Klape altında sürekli bir boşluk kalır ve pompa yeniden harekete geçince yeniden istenmeyen bir durum oluşabilir. Bunun için bir baypas borusu ile çek valfin her iki tarafı birbirine bağlanır ve üst taraftan gelen ilave su zamanla boşluğu doldurur. Bu suretle yeni bir sorun doğmaz. Gerekli sızıntı debisinin ayarlanabilmesi için musluklu bir baypas koymakta yarar vardır. Perko [7] aldığımız örneğe yakın bir tesisatta benzer hesapları yapmış ve kolon kopmasından sonra oluşabilecek fazla basıncın değişimini değerlendirmiş daha sonra kopma noktası kuyruk tarafına konan çek valf ile darbenin küçüldüğünü göstermiştir. Perko'nun örneğinde 1500 m hat uzunluğu, 60 m statik basınç ve 2.5 m/s boru tasarım hızı ile pompa çıkışına 400 m uzaklıkta kopma - çökme nedeniyle 18 bar civarında bir su darbesi oluşmakta ve ilave çek valf konması ile bu değer 6 bar'a indirilmektedir.



Şekil 12.

Geliştirdiğimiz kolon kopmasını içeren modele şimdi orta noktada bir çek valf koyduğumuzu düşünelim, daha önce belirttiğimiz gibi kapama anına kadar çek valfin sistemi etkilemediğini bildiğimiz için kopma noktasına konulan çek valfi doğrudan doğruya V_k hızının pozitif değerden negatif değere geçişinden sonra sıfır değerini koruduğu yani orta noktadaki çek valfin geri dönüşe izin vermediğini kabul ettik. Program bu şartlar altında çalıştırıldığında Şekil 13 deki diyagram elde edilmiştir.



Şekil 13.

burada oluşan h_2 fazla basıncının ne denli küçüldüğü (% 50 mertebesinde) ve su darbesinin önlenildiği açık olarak görülmektedir. Ayrıca valfin kaynak tarafında basıncının (h_1) buharlaşma basıncında sabit kaldığı görülmektedir. Bunun anlamı bu kısımda buhar boşluğu küçülüp çökmemektedir. Atmosfer basıncı ile buhar basıncı arasındaki farka denk yükseklikte bir sıvı kolonu yaratacak boşluk sabit olarak kalmaktadır. Taktim ettiğimiz bu model çalışması ilave çek valfin yararlı yöndeki çalışma ilkesini açıkça göstermektedir.

SONUÇ

Burada çek valflerin neden olabileceği su darbelerinin değerlendirilmesi ve çek valf dinamik karakteristiklerini özellikle boyutsuz form altında elde bulundurulmasının yararları vurgulanmıştır. Dinamik karakteristiğin kullanılabilmesi için sistemin ters ivmesinin bilinmesine gereksinim vardır. Burada pompa - motor çiftinin etkisinin ihmal edilemeyeceği ve bu etkinin nasıl hesap edileceği gösterilmiştir. Dinamik karakteristik uygun valf çapının saptanmasında da rol oynamaktadır.

Çek valflerin bilinen su darbesi yaratma özelliklerinin aksine su darbesi önlemekte de kullanılabileceği açıkça gösterilmiştir. Boru orta noktasına konulan çek valfin kopan kolonun çökmesini nasıl önlediği ve aşırı basınç darbesini ortadan kaldırdığı görülmüştür.

KAYNAKLAR

- [1] KAVURMACIOĞLU, L. , "Çek Valflerin Dinamik Davranışlarının Analizi" , Doktora Tezi , İ.T.Ü. İstanbul Aralık, 1996
- [2] ÖZGÜR, C. , KAVURMACIOĞLU, L. , "Non-Dimensional Mathematical Model for Pumping Systems in transition with and without Air Chamber" , Bull. of Technical Univ. of İst. Vol. 45 , No 1 - 3, İstanbul 1992
- [3] KAVURMACIOĞLU, L. , ÖZGÜR, C. " Çek Valflerin Dinamik Karakteristikleri ve Pompalı Sistemlere uygulanması" 2. Pompa Kongresi Nisan 1996, İstanbul
- [4] KAVURMACIOĞLU, L. , ÖZGÜR, C. " Çek Valflerin Dinamik Karakteristiklerinin Bulunması" 2. Pompa Kongresi Nisan 1996, İstanbul
- [5] THORLEY A.R.D. " Fluid Transients in Pipeline Systems" D. and L. George Ltd. 1991 Herts , İngiltere
- [6] WYLIE E.B., STREETER V.L., "Fluid Transients" , Mc. Graw Hill New York, 1978
- [7] PERKO H.D. "Check Valve Dynamics in Pressure Transient Analysis" , 5 th. İnt. Conf. on Pressure Surges. 1986 , Hannover

ÖZGEÇMİŞ

Levent KAVURMACIOĞLU

1963 yılında Ankarada doğdu. 1980 yılında Bursa Erkek Lisesi'nden mezun oldu. 1981 yılında İTÜ Makina Fakültesine girerek Genel Makina Mühendisliği Bölümü'nden 1985 yılında mezun oldu. 1985 yılında İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Ana Bilim Dalı Enerji programına başladığı öğrenimini tamamlayarak 1988 yılında Yüksek Lisans derecesi aldı 1995 yılında aynı programda doktorasını tamamladı.

1986 yılında Makina Fakültesi Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Ana Bilim Dalında Araştırma Görevlisi olarak görevine başladı, 1996 yılında Yrd.Doç ünvanını aldı. Halen aynı kurumda çalışmalarını sürdürmektedir.

Cahit ÖZGÜR

1941 Yılında Haydarpaşa liseninden mezun, 1942 İstanbul Üniversitesi Kimya Bölümü,fizik, kimya, matematik sertifikaları; 1948 İ.T.Ü. Makina Fakültesi Y. Mühendis, Bir yıl Karayolları Makina Gr.A.Yard. , 1949 Makina Fakültesinde asistan, 1952 - 54 Electricité de France ve Sorbonne Üniversitesinde araştırmacı, 1954 İ.T.Ü. Makina Fakültesi Su Makinaları Kürsüsünde Doçent, 1958 - 60 Sorbonne Üniversite Laboratuvarlarında araştırma ve Kanadada mesleği ile ilgili çalışma, 1960 Paris Üniversitesinde Akışkanlar Mekaniği dalında Doktor Mühendis ünvanı, 1963 de İ.T.Ü. Makina Fakültesinde Profesör, 1967 - 69 Montreal'de Dom. Eng. Works Araştırma Servisinde çalışma ve Sir George William Üniversitesinde Fluid Machinery dersi, 1970 - 73 İ.T.Ü. Makina Fakültesi Dekanı, 1970 - 74 TÜBİTAK MAG üyesi, 1980 - 91 İ.T.Ü. Dil ve İnkılap Böl. Bşk. , Enerji Ana Bilim Dalı Bşk., Enerji Uyg - Ar Merkezi müdürü. 1991 emekli.

Halen : TÜBİTAK Müh. ve Çevre Bil. Dergisi Editörü. ALTEK Y.K. üyesi, danışman.