



DİREK UYARILI EMNİYET VALFİNİN HİDROLİK SİSTEM SİMÜLASYON YAZILIMI İLE MODELLENMESİ VE SİMÜLE EDİLMESİ

Taner DOĞRAMACI

ÖZET

Basınç emniyet valfleri, basınç kontrol valflerinin bir çeşididir. Sistem basıncı, set edilen değere ulaştığında pompa debisinin bir kısmını veya tamamını tanka yönlendirerek hidrolik sistemde koruyucu görevi yaparlar. Bu valfler normalde kapalıdır. Bu çalışmada direk uyarılı basınç emniyet valflerinin matematiksel modeli çıkartılarak hidrolik sistem simülasyon yazılımı olan AMESİM ile modellenmesi anlatılmıştır. Emniyet valflerinde sönümlemenin önemi ve etkisi grafiklerle gösterilmiştir. Emniyet valfi sürgüsündeki değişik formların “basınç bindirimi (Pressure override)”ne olan etkisi incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Basınç kontrol valfleri, Emniyet valfleri, Emniyet valfinin modellenmesi, Amesim

ABSTRACT

Relief valves are one type of pressure control valves. When the system pressure reached the set pressure, it allow the pump dump some or all pump flow to tank all or part of the time and protects the system. These valves are normally closed. In this work we develop a mathematical model of the direct operated relief valve and explain how to model it with hydraulic system simulation software, Amesim. Also the importance of the damping at relief valves and its effects are shown by graphics. The effects of different forms at the relief valve spool on the pressure override are investigated.

Key Words: Pressure control valves, Relief valves, modeling of relief valve, Amesim

1. BASINÇ KONTROL VALFLERİ

Basınç kontrol valfleri hemen hemen her hidrolik sistemde bulunur. Sistem basıncını istenen bir üst limitin altında güvenle tutmadan bir hidrolik devrenin belirli bir kısmında ayarlanmış bir basıncı sürdürmeye kadar bir dizi fonksiyona yardımcı olurlar. Basınç emniyet valfleri, basınç düşürme valfleri, karşı dengeleme valfleri, sıralama valfleri ve boşaltma valfleri gibi çeşitleri vardır. Bunların hepsi normalde kapalı valflerdir. Basınç düşürme valfleri normalde açık valflerdir [1].

2. BASINÇ EMNİYET VALFLERİ

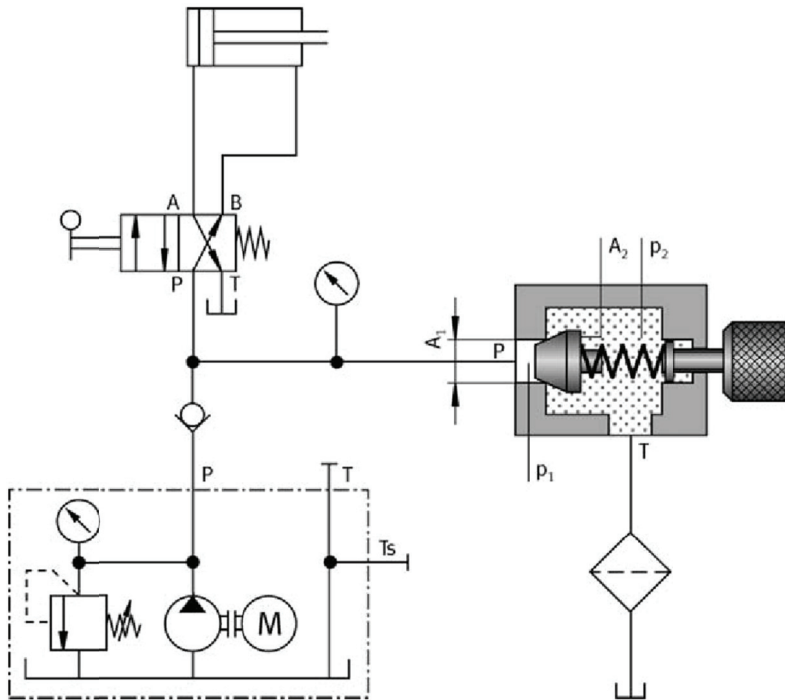
Birçok hidrolik güç sistemi önceden ayarlanmış bir basınç aralığında çalışacak şekilde tasarlanmışlardır. Bu basınç aralığı, sistemdeki gerekli işi yapmak için hareketlendiricilerin oluşturduğu kuvvetlerin bir fonksiyonudur. Bu kuvvetler kontrol edilmezse veya sınırlandırılmazsa sistemdeki bileşenler ve pahalı ekipmanlar zarar görebilir [1]. Hidrolik hareketlendirici ile hareket ettirilmesi



gereken yük, pompanın akışkan akışına bir direnç yaratır ve bu direnç arttıkça sistem basıncı da orantılı olarak artar. Hareketlendirici (hidrolik silindir veya motor) yavaşlama noktasına ulaşırsa sistem basıncı aniden öylesine tehlikeli düzeye çıkar ki hidrolik sistemin zarar görmesi kaçınılmaz olur. Bu çok önemli nedenle hidrolik sistemlerin çoğu maksimum izin verilebilir sistem basıncını sınırlayan ve ön-ayar basıncına ulaştığında pompa akışının bir kısmını veya tamamını tanka yönlendiren basınç emniyet valfleri ile korunur [2].

Şekil-1'de sabit deplasmanlı pompa, yön kontrol valfi ve silindirden oluşan bir hidrolik devrede emniyet valfinin çalışması gösterilmiştir. Silindir sona dayandığında akışkan debisinin tamamı valf üzerinde akar. Akışkanın emniyet valfi üzerinden tanka akması esnasında hidrolik enerji ısıya dönüşür (Şekil-2).

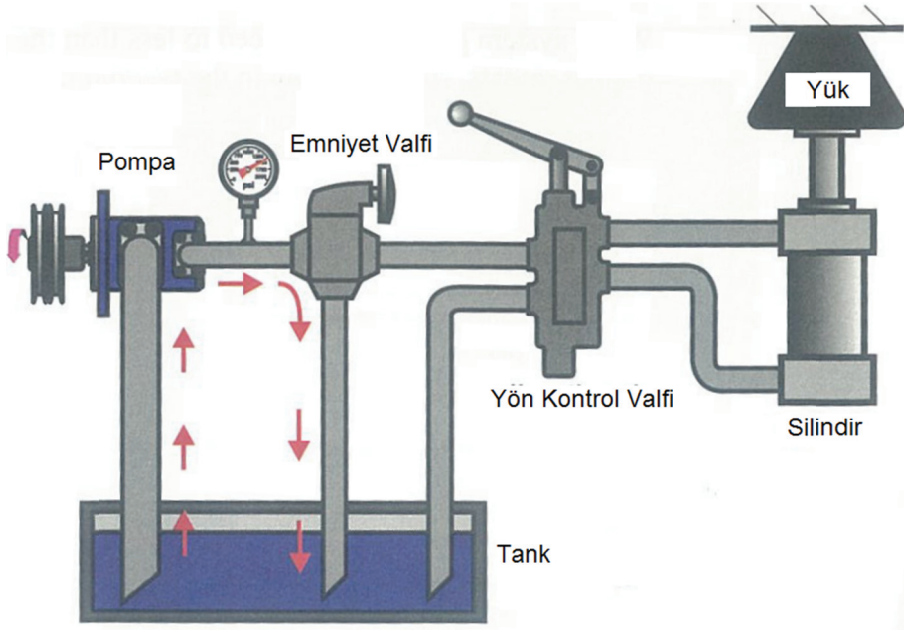
$$P(kW) = \frac{P(\text{bar}) \times Q(\text{l/dak})}{600} \quad (1)$$



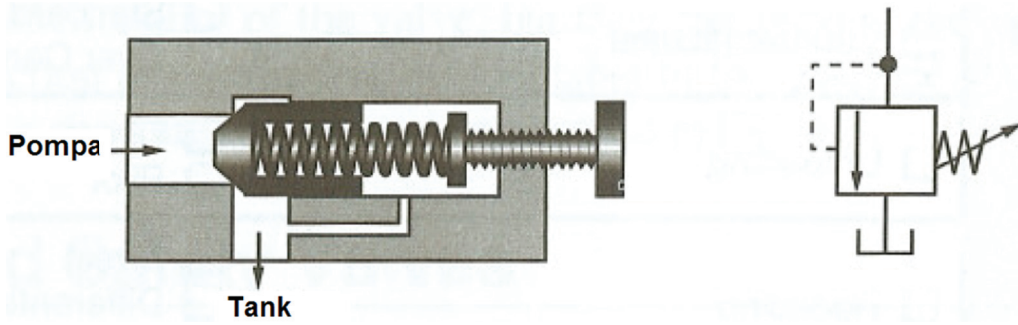
Şekil-1: Sabit deplasmanlı pompalı devrede emniyet valfinin çalışması [3].

2.1. Direk Uyarılı Emniyet Valfleri

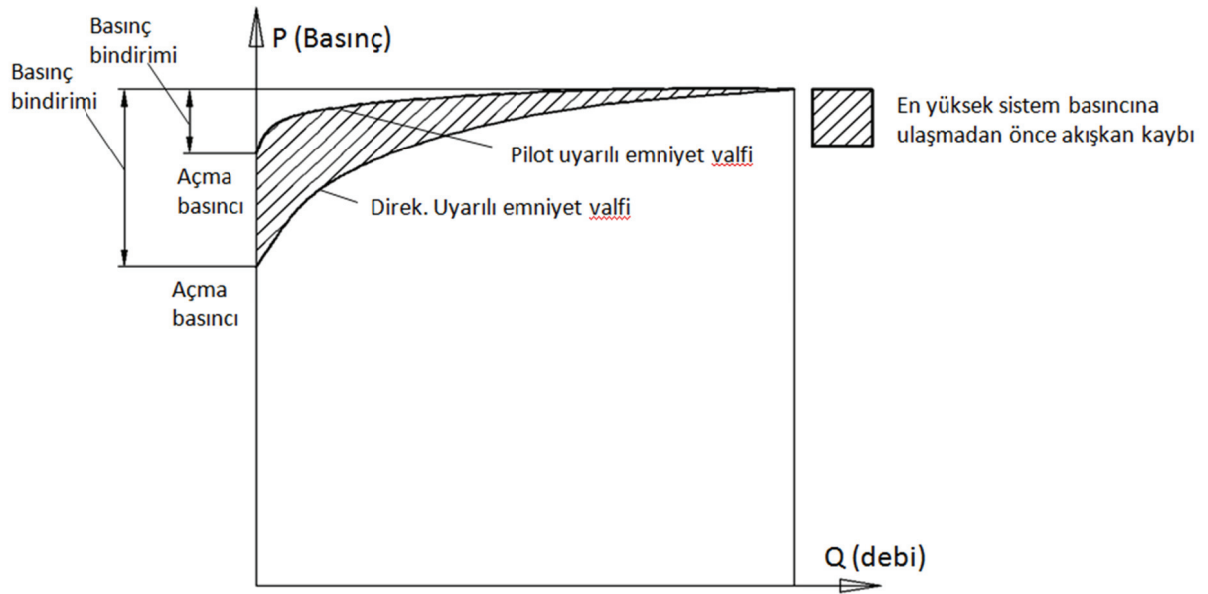
Direk uyarılı basınç emniyet valfi, popet, bilya veya sürgü ve valfi kapalı konumda tutmaya yarayan ayarlanabilir yaydan oluşur. Bir direk uyarılı basınç emniyet valfi ve ISO sembolü Şekil-3'te gösterilmiştir. Sistem basıncı, popetin basınca maruz kalan alanına karşı etki yapar. Akışkan kuvveti yayın karşı basıncından büyük olunca popet yuvasından içeri doğru itilir, emniyet valfi açılır ve akışkan, düşük basınç altında tanka doğru serbest bırakılır. Valfin, akışkanı tanka yönlendirmeye başladığı basınç, "açma basıncı" olarak tanımlanır. Tanka doğru akış arttığında, popet yuvasından daha da fazla içe doğru itilerek yayın daha fazla sıkışmasına neden olur. Böylece valf, bütün pompa akışkanını geçirdiğinde sistem basıncı (tam akış basıncı olarak da tanımlanır) açma basıncının çok üzerinde olabilir. "Tam akış basıncı" ile "Kırılma(açma) basıncı" arasındaki bu fark, "basınç bindirimi" (pressure override) olarak tanımlanır (Şekil-4'e bakınız).



Şekil-2: Pompa debisinin emniyet valfi üzerinden akması ile ısının tanka aktarımı [4].



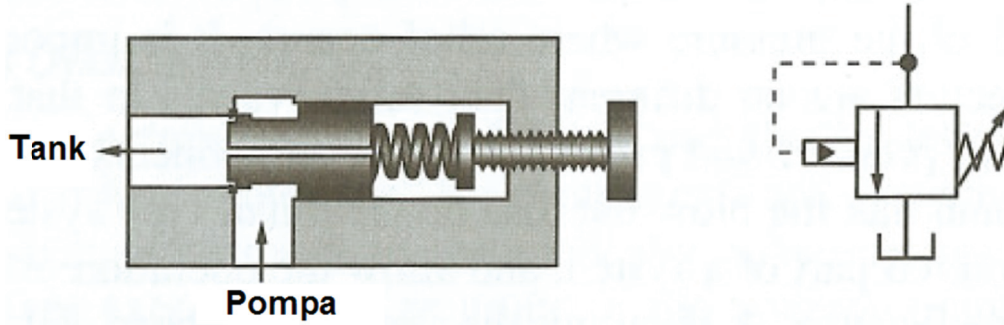
Şekil-3: Direk uyarılı basınç emniyet valfi ve sembolü [5].



Şekil-4: Direk uyarılı ve pilot uyarılı emniyet valflerini için Q-P grafiği.

2.2. Diferansiyel Basınç Emniyet Valfleri

Direk uyarılı emniyet valflerinin bir diğer formu da diferansiyel emniyet valfleridir. Şekil-5'te sembolü ve kendisi gösterilmiştir. 350 bar'a kadar olan basınç değerleri için uygundur [5]. Basınç, popet ile yuva arasındaki halka alana etki eder. Böylece daha düşük yay kuvvetleri ve boyutları kullanılır. Valf devreye girdiğinde popetin hareketi çok küçük olmasına karşın akışın geçtiği alan nispeten büyüktür. Alanın büyük olması daha düşük "basınç bindirim"ine sebep olur.

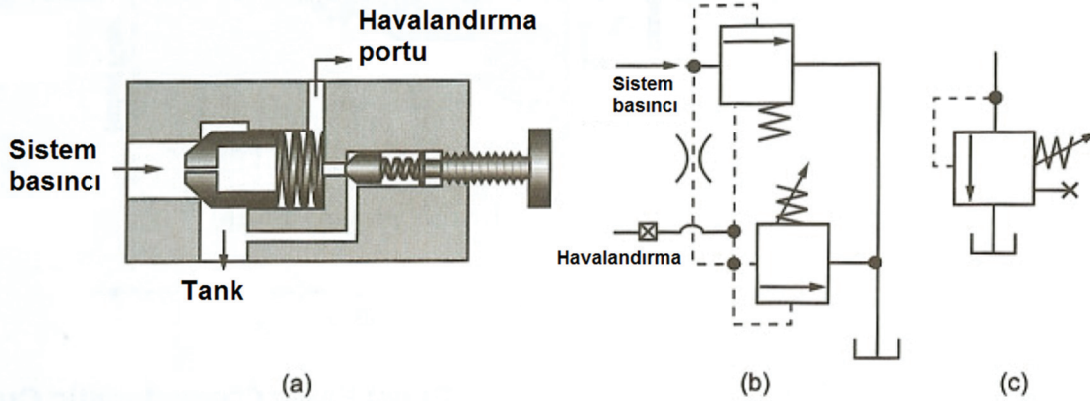


Şekil-5: Diferansiyel basınç emniyet valfi ve sembolü [5].

2.3. Pilot Uyarılı Emniyet Valfleri

Direk uyarılı emniyet valflerinin neden olduğu "basınç bindirimi" bazı uygulamalarda kabul edilebilir. Bu aralığın geniş olması valfte kaybolan akışkan nedeni ile diğer bazı uygulamalarda, önemli giriş gücü kaybına sebep olabilir (Şekil 3). Valf popeti ve yay ataletinden ötürü, valf girişindeki ani basınç artışı, daha önce ayarlanmış olan "tam akış basıncının" çok üstünde bir tepe noktasına ulaşır ve devredeki diğer elemanların izin verilen maksimum basınçlarını aşabilir. Pilot uyarılı emniyet valfleri, tasarımlarından ötürü daha dar "basınç bindirimi" bandı karakteristiğine sahiptir ve bu tasarım basınç tepelerini hemen hemen yok eder [2].

Ayrıca direk uyarılı emniyet valflerinin kullanım yerleri, artan debi değerlerinde ayar yayı için bir yer gerektirdiğinden sınırlıdır. Yüksek debi değerlerinde büyük oturma yuvası ve sürgü çapına gerek duyulur. Yüzey ve buna bağlı olarak yay kuvveti ve çapı oransal olarak artar.



Şekil-6: Pilot uyarılı emniyet valfi ve sembolü [5].

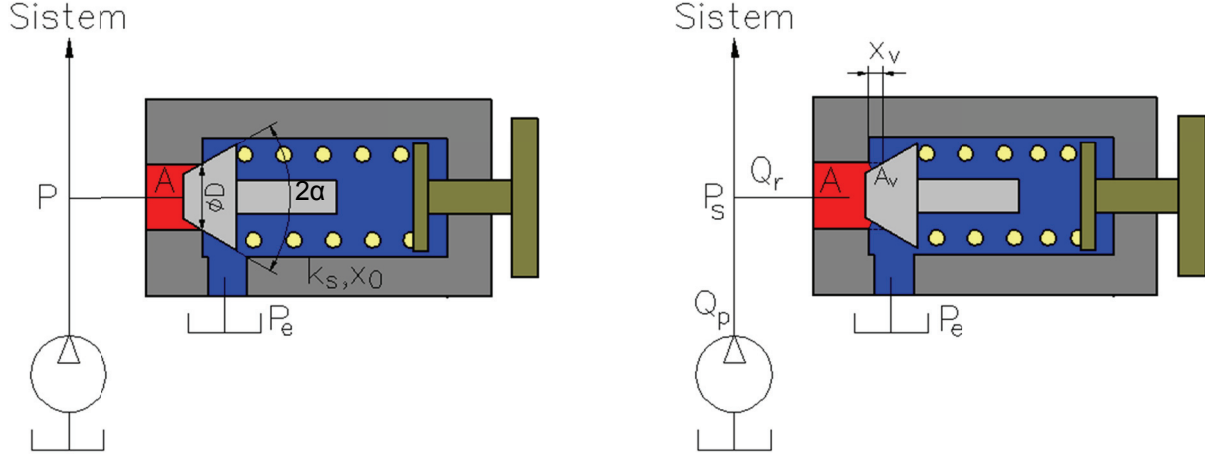
2.3.1. Çalışması

Sistem basıncı artıp, pilot popeti (küçük) yuvasından iterek sürecektek düzeye çıktığında (açma basıncı), akışkan, çok düşük basınç altında tanka akmaya başlar. Orifisteki basınç düşümünden (Δp) kaynaklanan basınç dengesizliği, büyük popeti sağa doğru iter. Bu durum büyük popetin arkasındaki hafif yayı sıkıştırır ve tanka yağ gönderilir. Böylece basınçtaki daha fazla artış önlenir. Sistem basıncı



açma basıncının altına düştüğünde, küçük popet kapanır ve orifisten yağ geçişi olmadığından basınç farkı (Δp) yok olur. Böylece yay, büyük popeti iterek oturma kenarına oturtur ve tanka akış durur.

3. DİREK UYARILI EMNİYET VALFİNİN MODELİ



Şekil-7: Açılmış konumda direk uyarılı basınç emniyet valfi

Bütün emniyet valflerinin çalışması giriş basıncının bir ölçüm yüzeyine kuvvet uygulaması prensibine dayanır

$$P_c \times A = F_{s0} + P_e \times A \quad (2)$$

Burada;

- P_c = Açma basıncı
- A = Basınca dik popet alanı
- F_{s0} = Sıkıştırılmış yay kuvveti ($k_s \cdot x_0$)
- k_s = Yay sabiti
- x_0 = Yayın sıkıştırılma mesafesi
- P_e = Tank basıncı

Yay kuvveti, basınç kuvvetinden daha fazla olduğu sürece popet oturma yüzeyinde hareketsiz durur. Basınç kuvveti yay kuvvetini aştığında popet yay yönünde hareket eder ve tank bağlantısı açılır. Bu durumda akışkan tanka tahliye edilir. Hidrolik devrede silindir sona dayandığında akışkan debisinin tamamı valf üzerinde akar. Popet, basınç ve yay kuvveti dengeye gelinceye kadar açık konumda (x_v) kalır. Valfin açılma stroğu, maksimum açılma stroğuna ulaşınca kadar (güç sınırı) akışkanın debisine bağlı olarak sürekli değişir.

$$P_s \times A = k_s \times (x_0 + x_v) + F_f + P_e \times A \quad (3)$$

Burada;

- x_v = valfteki açma miktarı
- F_f = Kararlı hal için akış kuvveti
- P_s = sistem basıncı

'dır. Popetler için akış kuvveti

$$F_f = \pi d C_d C_v \sin 2\alpha (P_s - P_e) \left(1 - \frac{x_v \sin 2\alpha}{D}\right) x_v \quad (4)$$



İyi bir emniyet valfinde çalışma aralığında P_s 'nin mümkün olduğu kadar P_c 'ye yakın olması istenir. Yani valften geçen debi miktarı arttıkça basıncın çok az artması beklenir. Denklem 3'teki F_f ihmal edilirse ve P_e tank basıncı sıfır kabul edilirse,

$$P_s = (P_c + \frac{k_s \times x_v}{A}) \quad (5)$$

olur. P_s 'nin P_c 'ye yakın olması için

$$\frac{k_s x_v}{A} \approx 0 \quad (6)$$

Denklem 6'daki 3 parametre tasarım parametreleridir. Bunlar değiştirilerek emniyet valfindeki "basınç bindirimi" azaltılır [5].

Emniyet valfinde geçen debi için akış alanı;

$$A_v = \pi x_v \sin \alpha (D - x_v \sin \alpha \cos \alpha) \quad (7)$$

Eğer x_v çok küçük ise;

$$A_v = \pi D x_v \sin \alpha \quad (8)$$

Emniyet valfinden geçen debi miktarı;

$$Q_r = C_d (\pi D x_v \sin \alpha) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_s} \quad (9)$$

Denklem 9'dan x_v çekilirse ve denklem 5'te yerine yazılırsa;

$$P_s = P_c + \frac{4k_s Q_r}{C_d \pi^2 D^3 \sin \alpha \sqrt{\frac{2}{\rho} P_s}} \quad (10)$$

Denklem 10, emniyet valfinin "basınç bindirimi" karakteristiğini gösterir ve P_s ve Q_r cinsinden non-lineer bir denklemdir. Emniyet valfinin Debi-Basınç grafiğini elde etmek için verilen bir Q_r 'ye göre P_s 'yi çözmek için bir iterasyon yapmak gerekir.

Şimdiye kadar incelenen çalışma prensibi sadece statik kuvvetlere bağlıdır. Olayın dinamik boyutunda ise bir yay kütle sistemi bulunur. Bu sistem harekete geçerek titreşimler meydana getirir. Bu titreşimler basınca etki eder ve bir yastıklama ile sönümlenmesi gerekir. Şekil-8'de yastıklama tipleri gösterilmiştir [6].

- Sürgü yuvasına sönümlenme sürgüsü ve orifis takılması
- Sürgü yuvasına sönümlenme sürgüsü ve uygun büyüklükte eşleme boşluğu bırakılması
- Sürgü yüzeyine düzleme yapılması

Tank basıncının sıfır kabul edildiği dinamik model, atalet kuvvetleri ve viskoz sönümlenme kuvvetlerinin Denklem 3'deki kuvvet denge denkleminde eklenmesiyle elde edilen denklem 11 ve net dinamik akışlarla basınç değişim oranını içeren denklem 12 ile elde edilir.

$$P_s \times A = k_s \times (x_0 + x_v) + F_f + m\ddot{x}_v + b\dot{x}_v \quad (11)$$

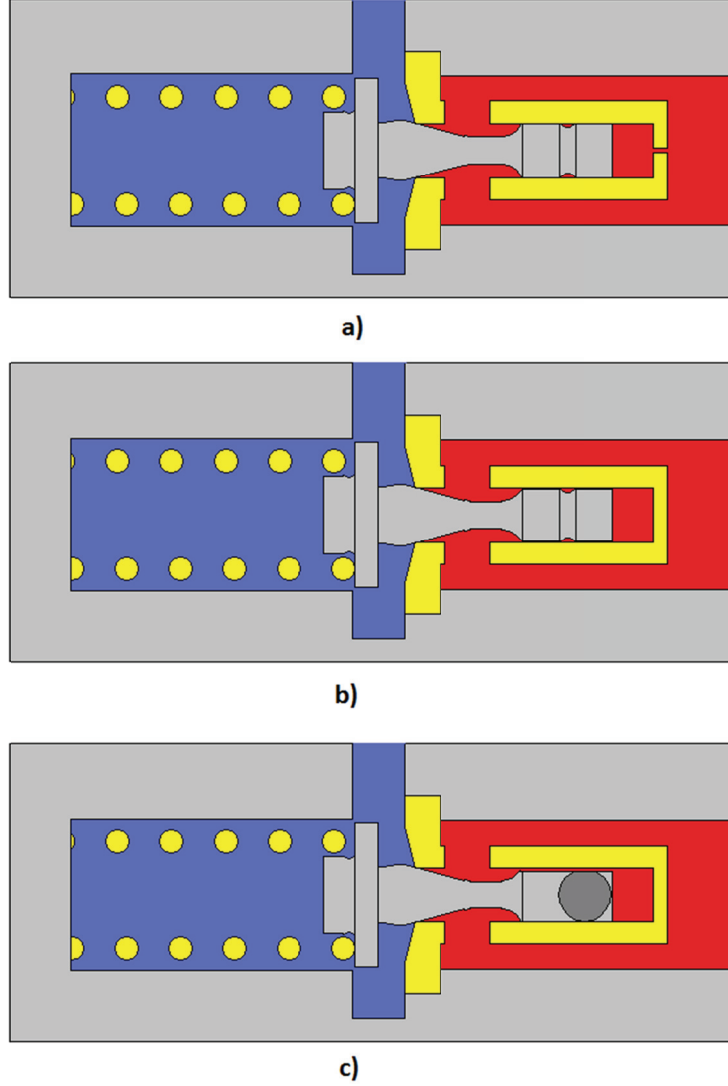
$$\dot{P}_s + \frac{\beta_e}{V_c} (Q_p + Q_r - A\dot{x}_v) \quad (12)$$

Burada;



- m = sürgü ağırlığı + yayın ağırlığının 1/3'ü
 b = viskoz sönümlenme katsayısı
 β_e = Efektif hacimsel esneklik katsayısı
 V_c = basınca maruz kalan hacim.
 Q_p = giriş pompa debisi

Statik model olan denklem 10 ve dinamik model olan denklem 11 ve denklem 12 genellikle bilgisayar kullanılarak çözülür [5].

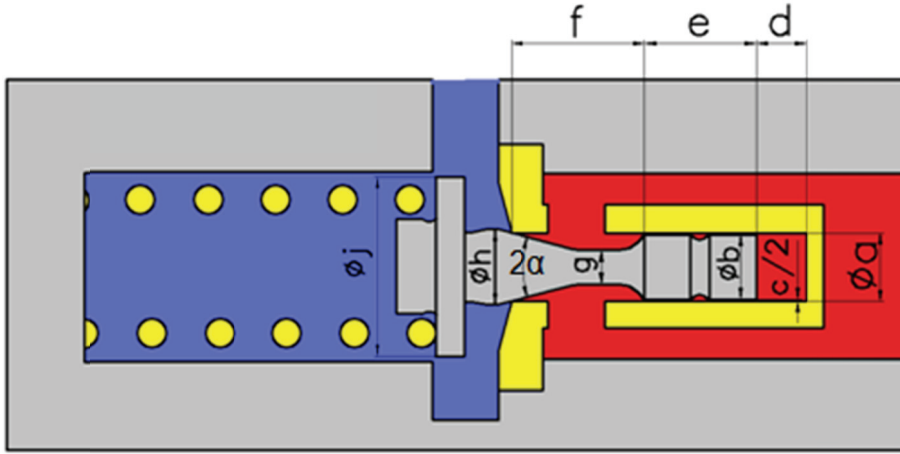


Şekil-8: Yastıklama tipleri

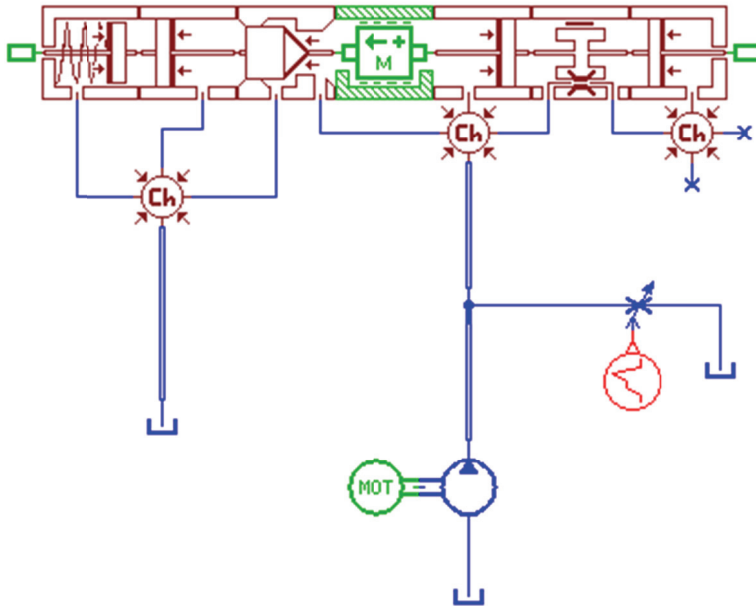
4. DİREK UYARILI EMNİYET VALFİNİN AMESİM İLE MODELLENMESİ

4.1. Sönümlenme Sürgülü Emniyet Valfi Modeli

Amesim'le modelleme yapılırken yukarıdaki yastıklama tiplerinden "Sürgü yuvasına sönümlenme sürgüsü ve uygun büyüklükte eşleme boşluğu bırakılması" modeli kullanılmıştır.



Şekil 9: Sönümlenmiş sürgülü (eşleşme boşluklu) bir emniyet valfi

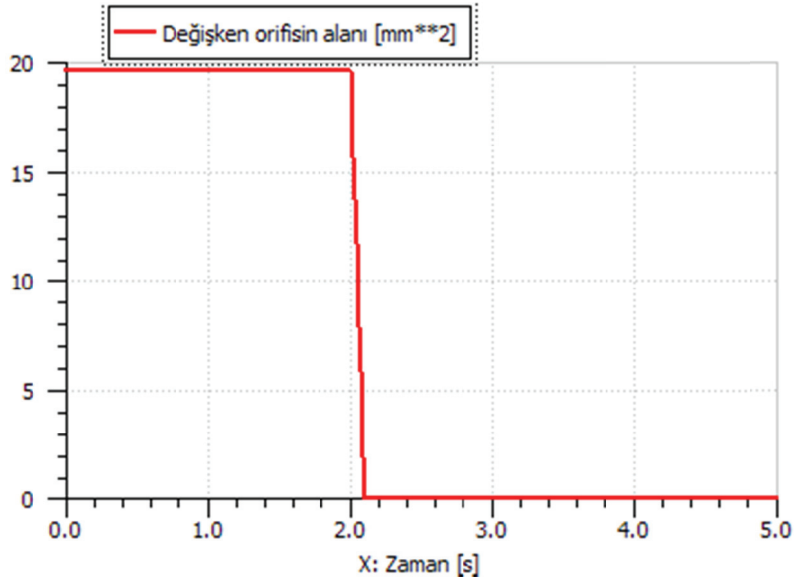


Şekil 10: Bir direk uyarlı emniyet valfinin Amesim ile modellenmesi

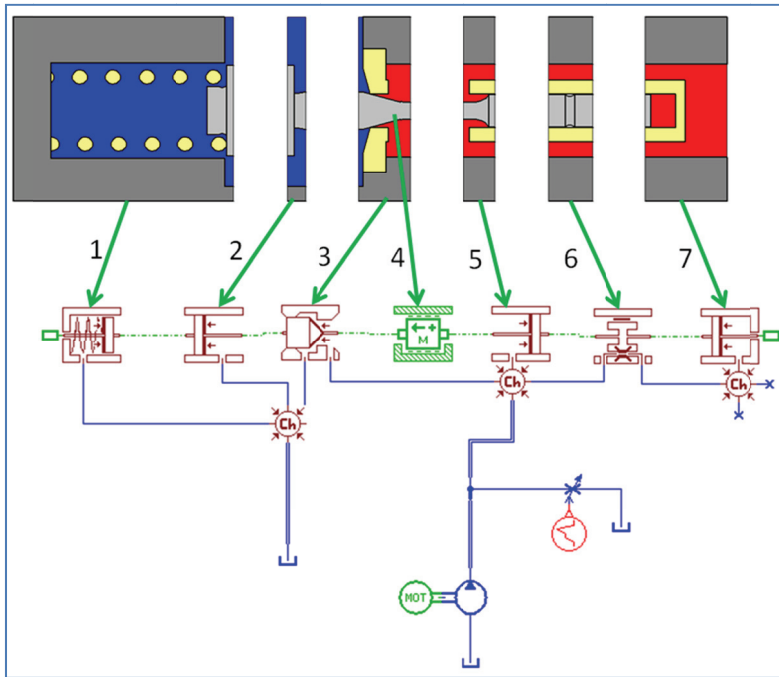
Motor 1000 dev/dk ile çalışmakta ve pompanın iletim hacmi 40 cc/dev'dir. Dolayısıyla pompa 40 lt/dk debi basmaktadır. Modelde sistemi yüklemek için değişken alana sahip orifis kullanılmıştır. İkinci saniyede orifis alanı 20 mm^2 'den 0 mm^2 'ye 0.05 s'de düşürülerek sistemin basınçlanması sağlanmıştır (Şekil 11). Bu durumda emniyet valfinin açılması ile tüm pompa debisi emniyet valfinden tanka akmaya başlamıştır.

Şekil 12'de modelleme ile ilgili hangi kısmın nasıl modellendiği gösterilmiştir.

- 1: Yay katsayısı, sıkıştırılmış yay kuvveti, valf sürgüsünün yay baskısına maruz kalan yüzeyi için piston çapı olarak $\varnothing j$, rod çapı olarak sıfır girilmiştir.
- 2: Popetin bu kısmı için piston çapı olarak $\varnothing j$, rod çapı olarak $\varnothing h$ girilmiştir.
- 3: Popet açısı, 2α , $\varnothing h$, $\varnothing a$, $\varnothing g$, ve akış kuvvet katsayısı girilmiştir.
- 4: Sürgünün ağırlığı girilmiştir.
- 5: $\varnothing b$ ve $\varnothing g$ girilmiştir
- 6: Eşleşme boşluğu "c" girilmiştir.
- 7: $\varnothing a$ ve bu kısmın hacmi girilmiştir.

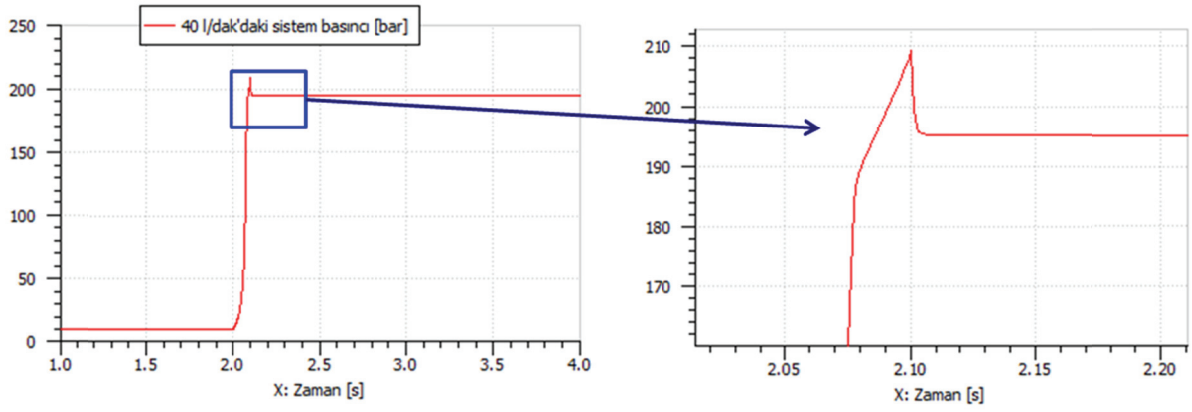


Şekil 11: Değişken orifisin zamana bağlı alan grafiği

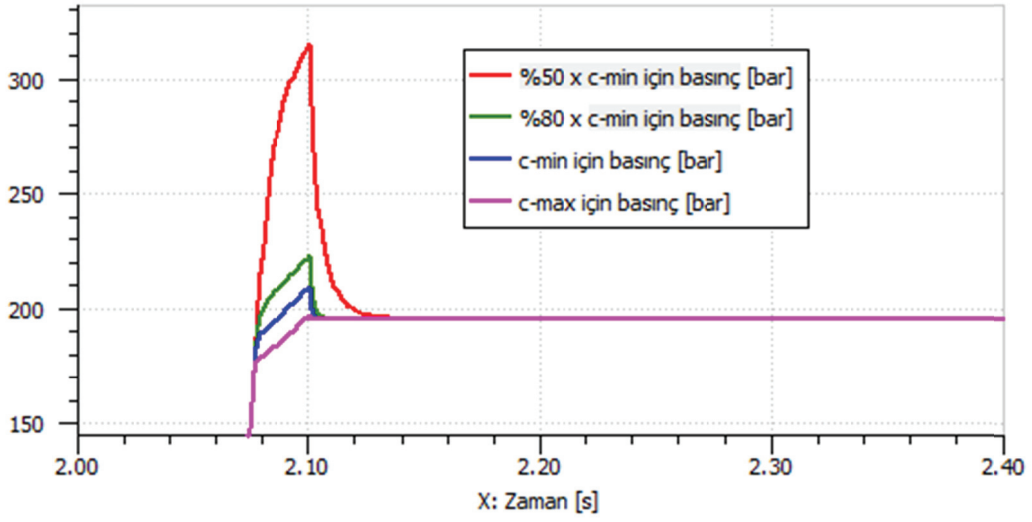


Şekil 12: Emniyet valfinin modellenmesi

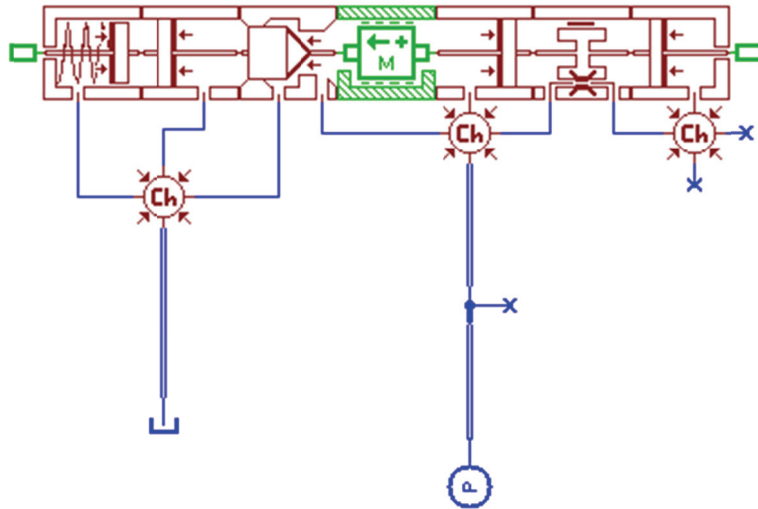
İkinci saniyede sistemin aniden basınçlanması ile sistemin 4 sn'lik basınç grafiği Şekil 13'te gösterilmiştir. Burada görüldüğü gibi 0.03 sn'lik bir zamanda 208 bar'a kadar çıkan bir basınç tepesi oluşmuştur. Kabul edilebilir değerde olan bu basınç tepesi sürgü eşlenme aralığının azaltılması ile daha yukarı çıkar (Şekil 14). Şekil 15'teki gibi bir model yapıldığında valfinin açma basıncının 174.3 bar olduğu Şekil 16'da görülmektedir. Emniyet valfi modeli kullanılarak yapılan simülasyon sonuçları ile gerçek testlerin sonuçları Şekil 17'de karşılaştırılmıştır.



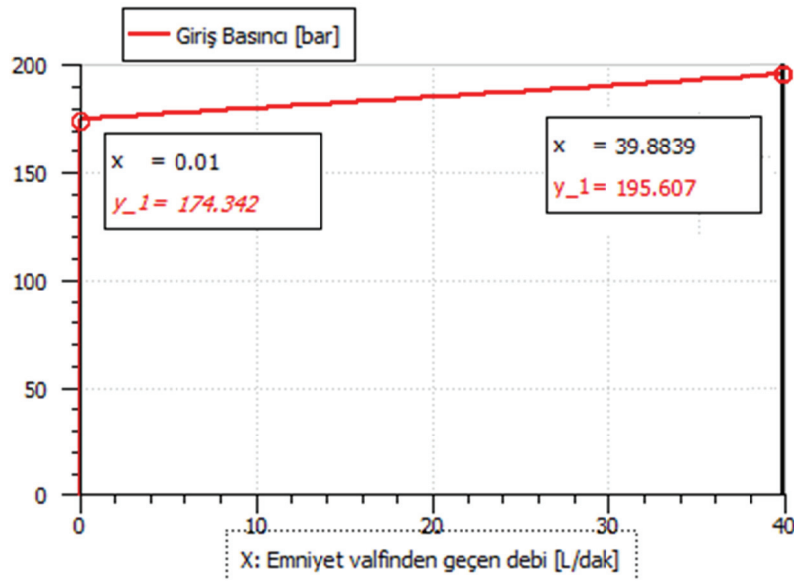
Şekil 13: Emniyet valfinin "Zaman-Basınç" grafiği



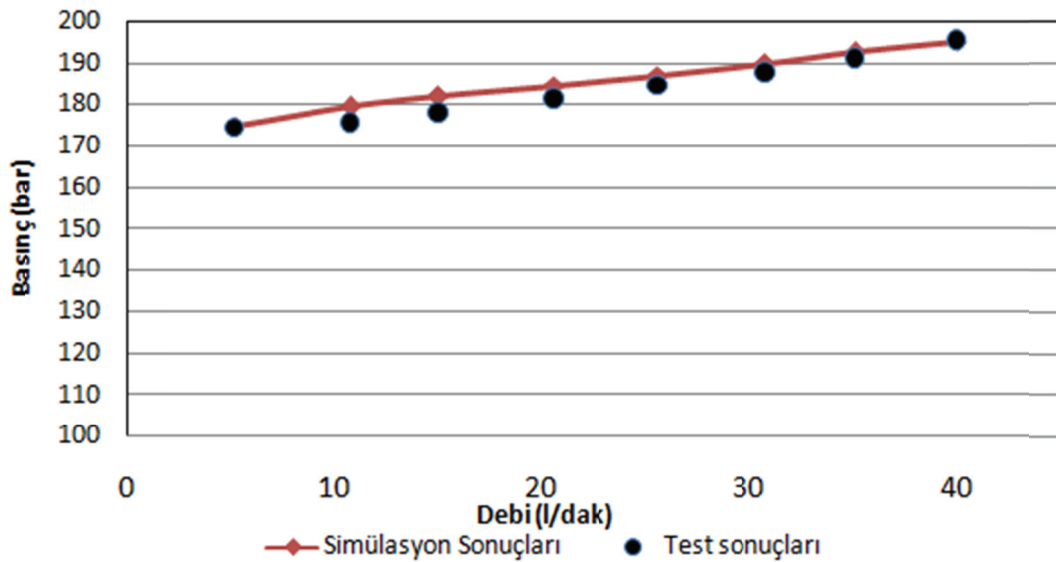
Şekil 14: Çeşitli eşleşme boşlukları için "Zaman-Basınç" grafiğinde basınç tepeleri



Şekil 15: Açma basıncı tespiti için model



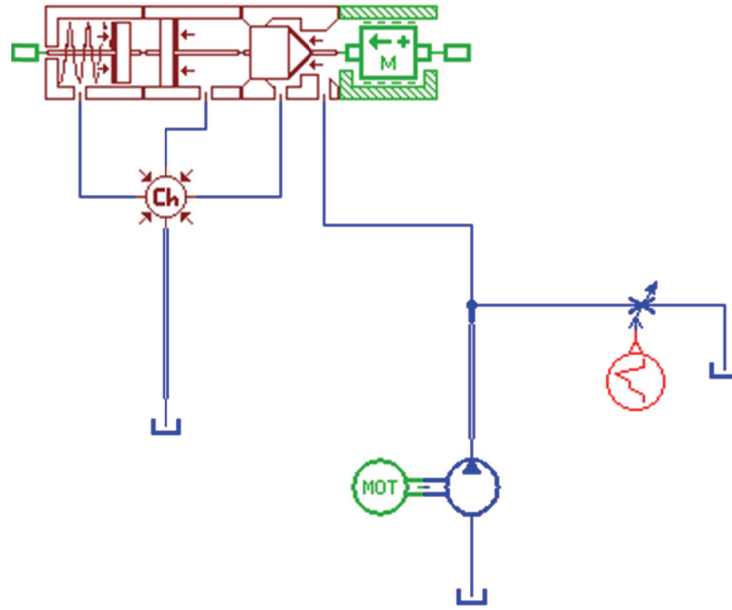
Şekil 16: Debi – Basınç grafiği



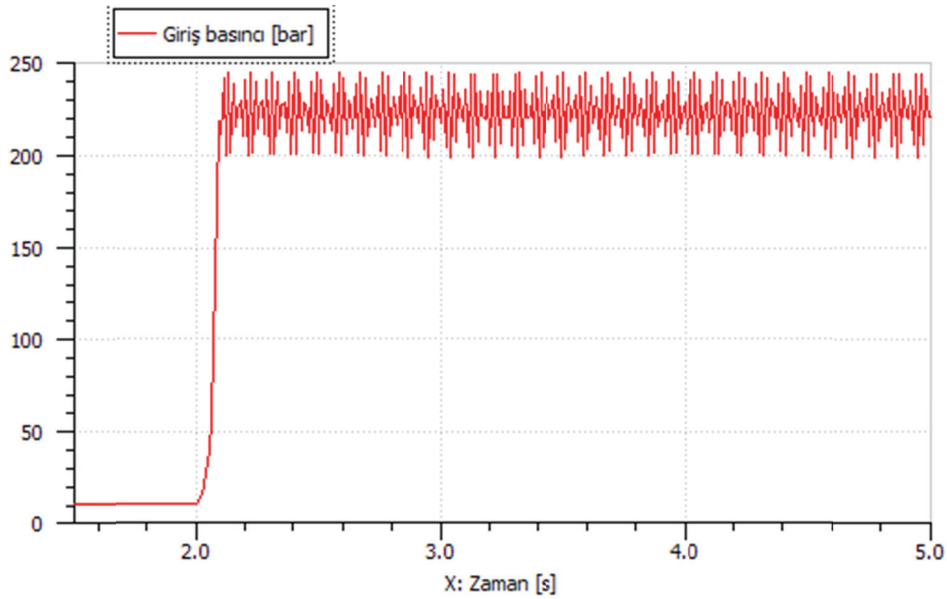
Şekil 17: Simülasyon ve test sonuçlarının karşılaştırılması

4.2. Sönümlenme Sürgüsüz Emniyet Valfi Modeli

Yukarıdaki modelde titreşimi önlemek için yastıklama sürgüsü ve uygun bir eşleşme boşluğu seçilmiştir. Valf sürgüsünün ucunun kesildiği yani herhangi bir sönümlemenin olmadığı yastıklamasız emniyet valfi Şekil 18'deki gibi modellenir. Bu emniyet valfinin 2. saniyede yüklenmesi sonucu nasıl bir basınç dalgalanmasının olduğu ve titreşime sebep olduğunu Şekil 19'de görülmektedir.



Şekil 18: Sönümlenmiş sürgüsüz emniyet valfi modeli



Şekil 19: Yastıklamasız emniyet valfinin 2. saniyede yüklenmesi ile oluşan Zaman-Basınç grafiği

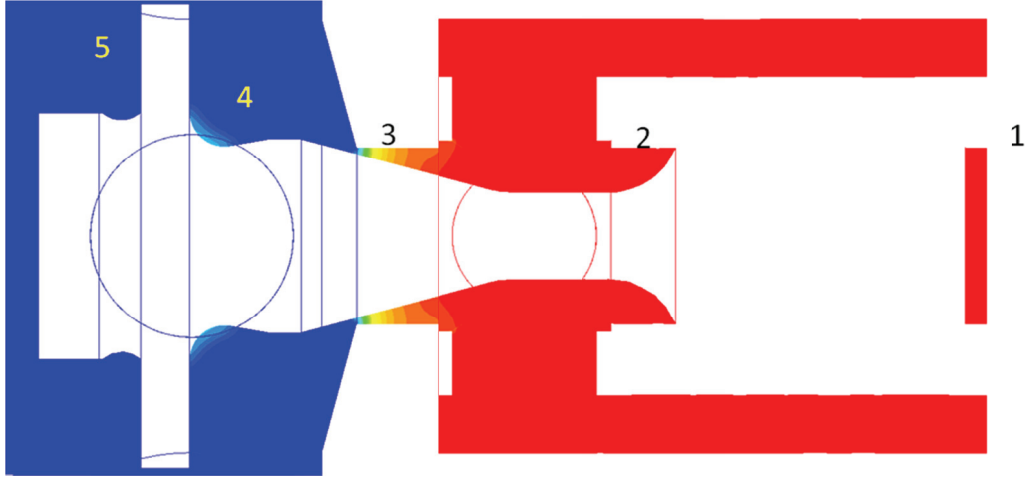
4.3. Emniyet Valfine Etki Eden Kuvvetlerin HAD¹ (CFD²) Yazılımı İle İncelenmesi

CFdesign³ ile yapılan akış simülasyonları sonucu elde edilen Şekil 20 ve Şekil 21 incelendiğinde Yüzey-1'e etkiyen basınç P_{sxA} 'dır. Emniyet valfinin açık olmasından dolayı geçiş bölgesinde basınç, 195 bar'dan tank basıncı olan 1 bar'a düşer ve Yüzey-2 ve Yüzey-3'e etkiyen basınçlara bakıldığında, valfi kapamaya çalışan bir kuvvet oluşur. Buna karşın Yüzey-4'e etkiyen basınçlara bakıldığında köşe bölgelerde 15-25 bar basıncın fazla olduğu görülür. Bu basınç valfi açmaya çalışan bir kuvvet oluşturur. Valf sürgüsündeki Yüzey-4 bölgesine çeşitli formlar verilerek emniyet valfinin "basınç bindirimi"nin azaltılması sağlanır. 3 tip form ile bu yüzeye etkiyen basınçlar Şekil-23'te gösterilmiştir.

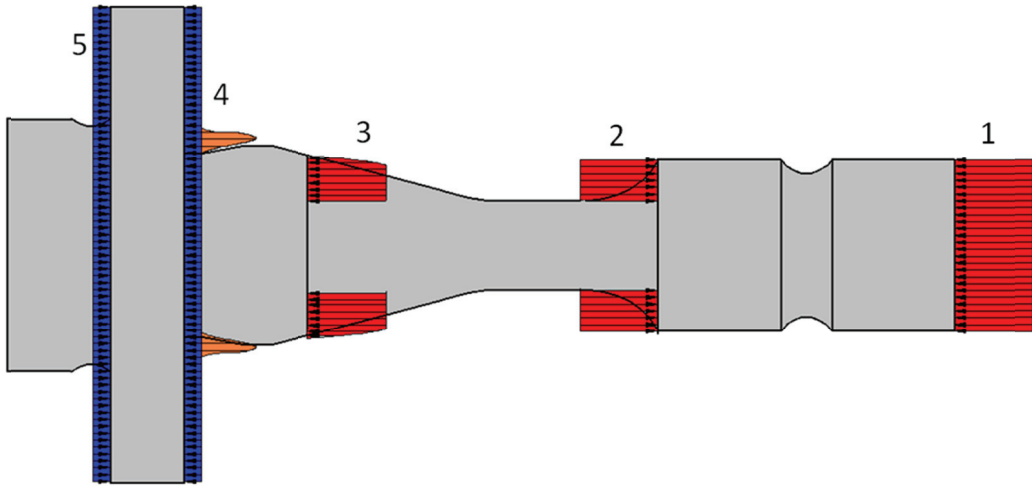
¹ Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

² Computational Fluid Dynamics

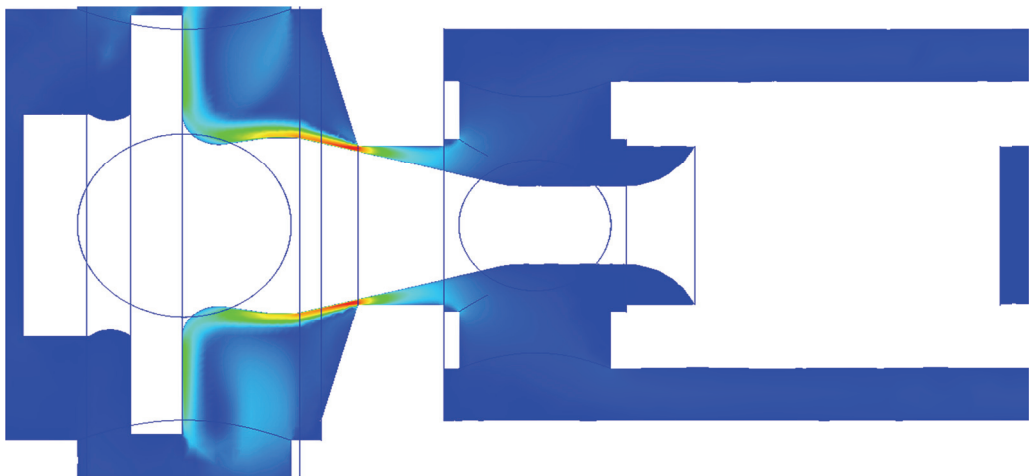
³ Cfdesign, bir HAD(CFD) yazılımıdır.



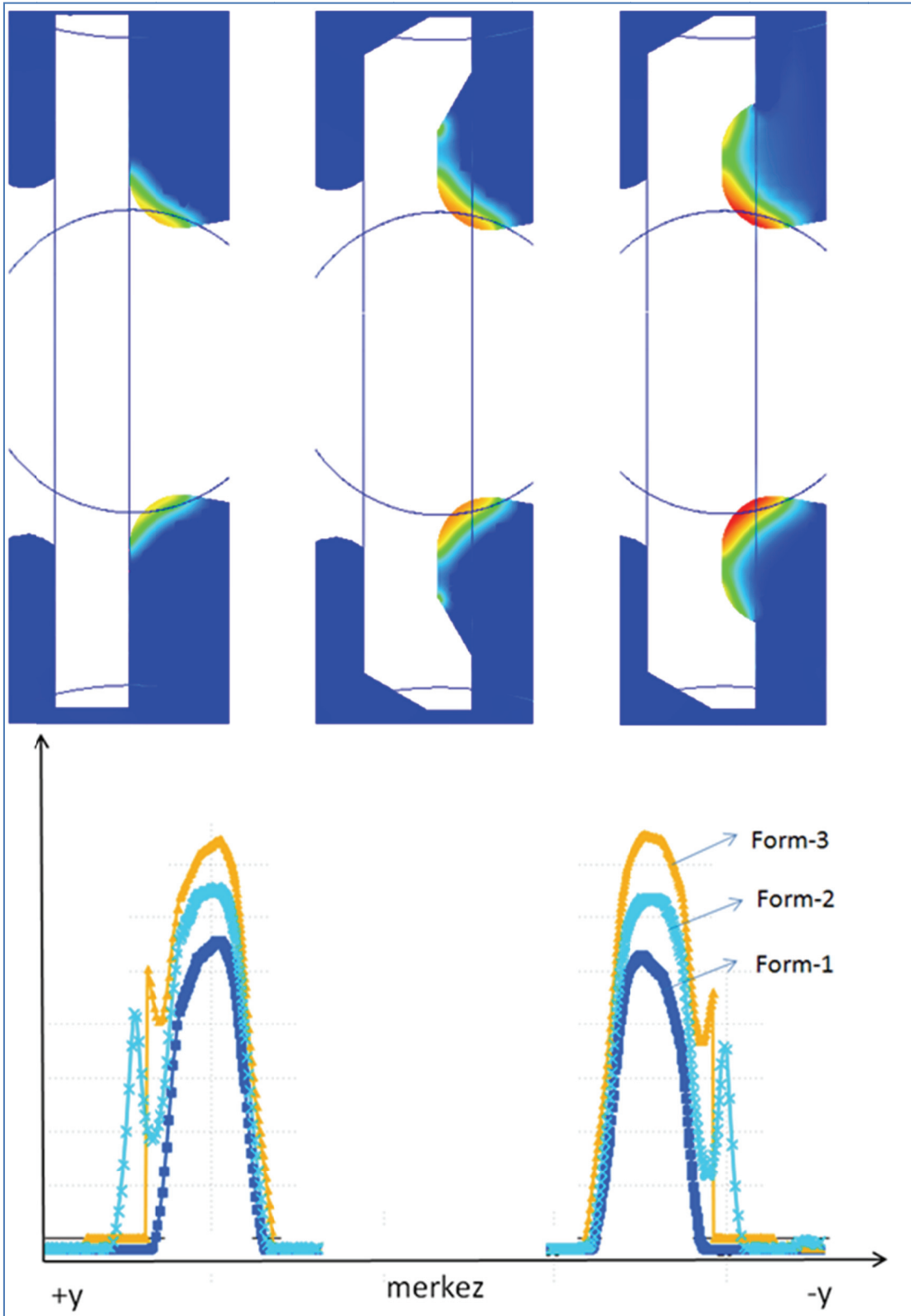
Şekil 20: Emniyet valfi sürgüsü etrafındaki basınç dağılımı



Şekil 21: Emniyet valfi sürgüsüne etkiyen basınç dağılımı



Şekil 22: Emniyet valfindeki Hız dağılımı



Şekil 23: Sürgü başındaki formların basınca etkisi



SONUÇ

Bir emniyet valfi tasarlanırken nasıl bir açma karakteristiğine sahip olacağı ve titreşime sebep olup olmayacağı valfler üretilmeden bilgisayar programları sayesinde önceden tespit edilerek prototip sayısı azaltılmış olur ve istenildiği gibi çalışan bir ürüne en kısa sürede ulaşılır.

KAYNAKLAR

- [1] <http://www.hydraulicspneumatics.com/200/FPE/Valves/Article/True/6411/Valves>
- [2] ROHNER P., Endüstriyel Hidrolik, MEB, 1994
- [3] MERKLE D., SCHRADER B., THOMES M., Hydraulics Basic Level, Festo Didactic, 2003
- [4] POETH B., Eaton Mobile Hydraulics Manual, Eaton, 2006
- [5] FITCH E.C., HONG I.T., "Hydraulic Component Design and Selection", BarDyne, Inc. 2004
- [6] EXNER H., FREITAG R., Akışkanlar Tekniğinin Temel Esasları ve Elemanları, Rexroth Hydraulics 1998
- [7] LMS ENGINEERING INNOVATION, "LMS Image.Lab. Amesim-Hydraulic Library Manual", LMS, 2010

ÖZGEÇMİŞ

1978 yılında Çerkezköy/Tekirdağ'da doğdu. Lise öğrenimini Çerkezköy Anadolu Teknik Lisesi Makine bölümünde yaptı(1991–1996). 2001 yılında bölüm birincisi olarak Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. Aynı yıl Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında Yüksek Lisans eğitimine başladı. 2002 yılında Çerkezköy'de Hema Endüstri A.Ş.'de Ürün Geliştirme Mühendisi olarak işe başladı. 2 sene çalıştıktan sonra Nisan-Eylül 2004'te kısa dönem askerlik görevi yapıp tekrar aynı firmada Ar-Ge Mühendisi olarak işe başladı. 2005 Şubat ayında "CNC İşleme Merkezi Seçimi için Bir Uzman Sistemin Geliştirilmesi" tezi ile Makina Yüksek Mühendisi unvanını aldı. Halen aynı firmada Uzman Mühendis ve Valf Tasarım Grup Sorumlusu olarak çalışmaktadır.