

## İçme Suyu İletiminde Terfili Hatlarla Cazibeli Hatların Birlikte Kullanılmasının Pompalara Etkilerinin Araştırılması

*Investigation of the Effects of Combined Gravity Lines and Pressure Lines on Pumps in Drinking Water Supply*

Ali Osman KOCA<sup>1</sup>, Mustafa ATMACA<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 34722, İstanbul, Türkiye

<sup>2</sup>Marmara Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 34840, İstanbul, Türkiye

### Öz

Günümüzde 1,5 milyon m<sup>3</sup> kapasitesiyle Ömerli İçme Suyu Arıtma Tesisi İstanbul'un içme suyu ihtiyacının %48'ini karşılamaktadır. Tesisteki pompaların durumu ve boru hatlarındaki debi ölçümleri uzaktan kontrol ve kumanda sistemleriyle (SCADA) anlık olarak izlenmektedir. Ancak boru içindeki akışlar, kolektör hatları ya da ölçümü yapılmayan noktalardaki suyun hareketi takip edilememektedir. Bu çalışmada, pompalı (terfili) hatlarla cazibeli hatların birlikte kullanılmasının, pompalar üzerindeki etkileri deneysel ve sayısal analizlerle incelenmiştir. Deneysel çalışmada ilk olarak yalnızca pompalar rutin çalışma düzeninde çalıştırılmış ve debileri ölçülmüştür. Daha sonra cazibeli hat da devreye alınmış ve yüksek basınçla gelen akışın pompalar üzerindeki etkileri gösterilmiştir. Cazibeli hattın pompalar üzerindeki etkileri sayısal olarak da araştırılmıştır. Bunun için Ansys Fluent 2022 R1 yazılımı kullanılmıştır. Deneysel çalışma sonucunda pompalı hatlarla nispeten daha yüksek basınçlı hatlar birlikte çalıştırıldığında, pompalarda %48'lere varan debi kaybı olduğu tespit edilmiştir. Sayısal hesaplamalar sonucunda ise pompa hattına giren yüksek basınçlı akışların, pompaların basma yönlerinde engel oluşturarak iç basıncın artmasına ve pompa debisinin azalmasına sebep olduğu anlaşılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Pompa, Enerji Kayıpları, Terfi İstasyonu, Cazibeli Akış, Su Arıtma Tesisi, HAD

### Abstract

At the present time, Omerli Drinking Water Treatment Facility with 1.5 million capacity makes available 48% of Istanbul's clean water need. The status of the pumps in the facility and flow measurement on pipelines are monitored immediately by remote command and control systems (SCADA - Supervisory Control and Data Acquisition). Nonetheless, it could not followed that the flow in the pipe, the piping header lines or the movement of the water at the points where the measurement. In this study, the effects of using pump lines and gravity lines together on the pumps were investigated by experimental and numerical analysis. In the experimental study, at first, only the pumps were operated in routine operation and the flow rates were measured. Then, the gravity flow line coming with high pressure was put into operation and the effects of this flow on the pumps were shown. Ansys Fluent 2022 R1 software was used to see the effects of the gravity line on the pumps and understand the flow in the pipe line. In the experiment, it was detected that when pumped lines are operated together with relatively higher-pressure lines, it causes a flow loss of up to 48% in pumps. In the analyzes, it has been understood that entering of high pressure flows to the pump line causes that increasing of internal pressure and decreasing of the pump flow rate.

**Keywords:** Pump, Energy Losses, Pumping Station, Gravity Flow, Water Treatment Plant, CFD

## I. GİRİŞ

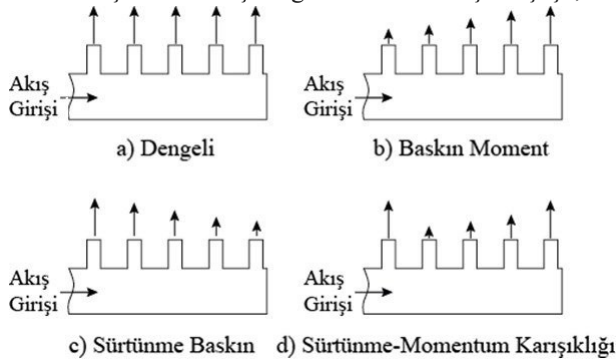
Pompalama sistemleri dünyanın elektrik enerjisi talebinin yaklaşık %20'sini oluşturur. Bazı endüstriyel tesis operasyonlarında ise pompa sistemleri enerji kullanımının %25-50'sine kadar çıkar [1]. Pompalama sistemlerinin enerji maliyetleri, bu sistemlerin doğru, efektif ve ekonomik bir şekilde kurulumu ile birlikte en ideal şekilde işletilmesiyle de doğrudan ilgilidir.

Ülkelerin gelişmişlik seviyelerinin en büyük göstergelerinden biri verimli enerji kullanımudur. Dünyada enerji verimliliği ile birincil enerji kaynakları rezervinin hızla tükenmesinin kontrol altına alınması hedeflenmektedir. Ülkemizde sanayide kullanılan elektriğin yaklaşık beşte biri pompalar tarafından tüketilmektedir. Pompaların çalıştığı sistemlerde sıklıkla yapılan hata, yanlış pompa seçimi ve yanlış pompaj sistemi tasarımıdır. Bu tür sistemlerde yapılacak iyileştirmeler ile yüksek miktarda enerji tasarrufu elde edilmesi mümkündür [2]. Pakistan'da santrifüj pompalarla ilgili yapılan bir vaka çalışmasında bir pompanın verimliliğindeki %8'lik artışın, pompanın kullanım ömrü maliyetini %17,6 oranında düşürdüğü tespit edilmiştir. Bu sonuç, bir pompa için yıllık 4281 ABD Doları tasarruf sağlanabileceğini göstermektedir. Pompa seçiminin yanlış yapılması durumunda ise işletme, bakım ve ekonomik kullanım açısından kullanıcılarda uzun süreli bir rahatsızlık oluşacaktır [3].

Pompa istasyonunun pompalama işlemlerini iyileştirmek için herhangi bir girişimde bulunulduğunda genel olarak üç farklı sorun alanı vardır. Bunlar verimsiz pompalar, verimsiz pompa kombinasyonları ve verimsiz

pompa planlaması olarak sıralanabilir. Pompalardaki verim, pompanın suya aktardığı gücün, pompaya giren güce oranlanmasıyla bulunabilir. Ancak bu verimlilik çeşitli akış hızlarında ölçülmelidir. Pompalar sisteme monte edildikten sonra akış hızlarını ölçmek fiziksel olarak pratik değildir. Bununla birlikte, bu bilgi elde edilebilirse ve pompanın orijinal performans özelliklerini karşıladıysa gösterilirse, yine de sistemde verimli çalışacağına dair bir garanti yoktur. Tek başına çalışan bir pompanın verimliliği, diğer pompalarla birlikte çalıştığı zaman çok değişebilir [4]. Bu nedenle bir sistem ya da tesis için tüm hesapları yapılmış ve fabrika verilerine bakılarak tedarik edilmiş pompaların montajı tamamlandıktan sonra mutlaka sistem üzerinde çalışma eğrilerinin yeniden çıkarılması, en ideal çalışma noktalarının belirlenerek işletmeye teslim edilmesi gerekmektedir.

Kolektörler, büyük bir sıvı akışının birçok paralel akışa bölünmesinde, akışların ayrı ayrı kullanılmasında veya ayrı şekilde gelen akışların bir akışta toplanması gerektiği durumlarda kullanılan önemli bir parçadır. Kolektör sistemleriyle elde edilen akış türleri pek çok mühendislik alanında kullanıldığı gibi, su ve atık su arıtma sistemlerinde de kullanılır [5]. Kolektörler bir akışı birleştirme, bölme, tersine çevirme ya da paralel bir akış elde etmek amacıyla kullanılabilir. Bir kolektör sistemi içindeki akış dağılımı ve basınç düşüşü,



Şekil 1. Kolektörde farklı akış rejimleri

sürtünme ve momentum olarak bilinen iki karşıt kuvvete bağlıdır. Sürtünme, bir basınç düşüşü üretme eğilimindeyken, akışkanın kolektördeki dallanma yoluyla yavaşlamasına bağlı momentum kaybı, bir basınç artışına neden olur. Sürtünme ve momentum etkilerine göre, akış dağılımı Şekil 2'deki gibi dört farklı akış rejimi ile sonuçlanır. Burada gösterilen okların boyları kütle akış oranını temsil etmektedir [6].

Son yıllarda, bilgisayar kapasitesindeki hızlı artış ve CFD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) programlarının ara yüzlerinin geliştirilmesiyle, CFD tekniği kolektör sistemlerinde akış dağılımını tahmin etmek için yoğun bir şekilde kullanılmıştır [7]. CFD yöntemiyle yapılan analizler, araştırmacılar arasında sürekli gelişmekte ve giderek daha popüler hale gelmektedir. Bir CFD analizi gerçek mühendislik yapılarını çözebilir ve ayrıntılı basınç ve akış alanı sonuçları gösterebilir. Bununla birlikte, bu sonuçların

güvenilirliği genellikle sorgulanabilir. Ayrıca, analizi yapılan geometrileri optimize etmek için, özellikle 3 boyutlu karmaşık yapılarda yüksek hesaplama maliyetlerine ihtiyaç duyar [5] [8]. Analiz sonuçlarının deneysel çalışmalarla desteklenmesi gerekmektedir. Simülasyonların sonuçları, akış davranışını incelemeyi sağlarken, tüm akışın yeniden yapılandırılmasına da yardımcı olabilir [9].

Deneysel bir araştırmada, bir kolektör hattının çıkışındaki boruların her birinde farklı hız ve basınçların oluşması sebebiyle farklı debide su çıktığı görülmüştür. Reynolds sayılarına ve CFD analizlerine göre hesaplanan konik tasarımlı farklı bir kolektör hattı sayesinde tüm çıkışlardaki su debisi eşit olacak şekilde bir sistem ortaya konulmuştur [10]. Kolektör tasarımları hakkında yapılan CFD çalışmalarında Reynolds sayısının üç değeri için (100.000, 150.000, 200.000) tek tip uzunlamasına kesitli kolektörde ilk çıkıştan geçen akış, son çıkışa kıyasla çok küçük olmaktadır. Ancak kolektör tasarımında, kolektörün ilk giriş ve son giriş arasında yapılan konik bir tasarım, daha iyi bir akış dağılımı sağlamaktadır [11]. Birden fazla borunun bir kolektöre belli açılarla bağlanması, akışın yönünde ani bir değişimin gerçekleşmesine ve sürtünme kayıplarının artmasına neden olmaktadır. Bu duruma benzer bir örnek olarak 90° dirsek içindeki sürtünme kayıplarını azaltmak amacıyla dirsek içine yönlendirici bir kılavuz yerleştirilmiştir. Yapılan sayısal analizlerde, yönlendirici kılavuzun akışı daha kontrollü bir şekilde yönlendirdiği, akış ayrılmalarının azaldığı ve dirsekteki sürtünme kaybının %25,3 oranında düştüğü gösterilmiştir [12]. Doğru bir akış oluşumunda kolektör tasarımının yanında önemli bir parametre de akışkan basıncıdır [13]. Akış hattı içinde, akışkanın hangi bölgelere nasıl bir basınç uyguladığı, kolektöre giren diğer akışların hareketini etkilemektedir. Kolektöre giren borunun çapları, boruların giriş açıları ve bu borulardan gelen farklı basınç ve hızdaki su akışı, kolektör içindeki basınç ve hız dağılımını etkilemektedir. Kolektöre giren akış pompalar aracılığı ile sağlanıyorsa, pompaların verebileceği debi ve pompa motorlarının şebekeden çektikleri güç de değişmektedir.

Bu çalışmada Ömerli İçme Suyu Arıtma Tesisinden İstanbul'un önemli bir bölümüne içme suyu sağlayan boru hatlarının, tesis içindeki bağlantı yapıları üzerinde durulmuştur. Yüksek kotlara inşa edilmiş (151 m) Emirli Arıtma Tesislerinin deposundan çıkan içme suyu DN3000 çaplı boru hattından cazibeli akışla (yer çekimi etkisiyle) 133 m kotuna indirilmektedir. Yaklaşık olarak 127 m kotuna inşa edilen diğer arıtma tesislerinden çıkan içme suyu, Emirli deposundan gelen cazibeli hatla bir kolektörde birleştirilerek Dudullu'da 138 m kotundaki denge bacalarına gönderilmektedir. Düşük kottaki temiz suyun denge bacalarına gönderilmesi için pompalar kullanılmaktadır. Tesis içinde nispeten yüksek basınçlı cazibeli hatla düşük basınçlı pompalı hattın bir kolektörde birleştirilmesi sonucunda akışta oluşan problemler ve pompaların bu akıştan nasıl etkilendiği araştırılmıştır. Tam ölçekli deneysel çalışmalar riskli

olsa da bu çalışmada tesis içindeki boru hatları ve pompalar kullanılmıştır[14]. Başlangıç noktası olarak pompa emiş bölgeleri, bitiş noktası olarak boru hatları üzerinde kot farkı ölçümünün yapılabildiği vana odaları belirlenmiştir. Debi ölçümleri İSKİ'nin SCADA merkezinden ve pompaların bulunduğu terfi merkezinden takip edilmiştir. Pompalar genel çalışma düzenlerine benzer senaryolarda çalıştırılmış, daha sonra da cazibeli hattan gelen akış da pompa hattına girecek şekilde dahil edilerek pompaların debi miktarlarındaki değişimler incelenmiştir. Boru hattı içindeki akışı tam olarak görebilmek için pompalar ve boru hatları birebir ölçekte 3 boyutlu olarak modellenmiş ve benzer bir akış sistemi oluşturularak CFD analizleri yapılmıştır.

## II. MATERYAL VE YÖNTEM

### 2.1. Deneysel Çalışma

Tesislerdeki pompalar ve hatlar kullanılarak Şekil 2'de çalışma alanı olarak gösterilen alanda deneysel çalışmalar yapılmıştır.



Şekil 2. Çalışma alanı

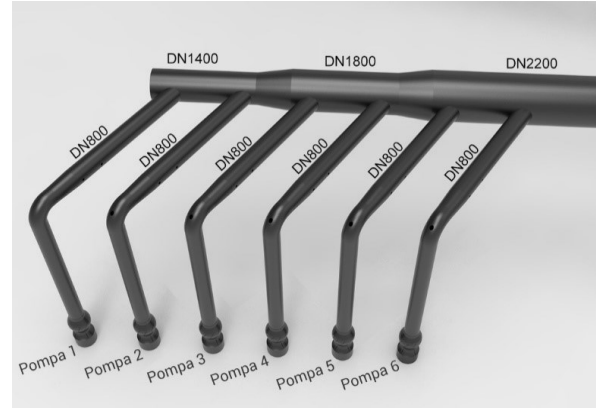
Tesiste bulunan Temiz Su-1 terfi merkezi (TM-1) 1976'da, Temiz Su-2 terfi merkezi (TM-2) 1996'da, Emirli Yavuz Sultan Selim Arıtma Tesisi 2001'de hizmete girmiştir. Emirli tesislerinin yüksek kotu sayesinde cazibeli akış sağlanmaktadır. Bu üç akış sisteminden farklı basınçlarla gelen içme suyu, bir kolektör hattına bağlanmaktadır. Kolektörden de birbirine paralel 11,5 km uzunluğundaki 3 adet boru hattı ile Dudullu'da 138 m kotunda bulunan denge bacalarına iletilmektedir. TM-1'de bulunan pompalar

projelendirme aşamasında 13 m basma yüksekliğine sahip 6 adet pompa grubu olarak tasarlanmış, ilk olarak projeye uygun 4 adet KSB markalı, 5800 m<sup>3</sup>/h debili pompaların montajı yapılmıştır. 1993'te eklenen 5 ve 6 numaralı 2 adet pompa, projeden farklı olarak Nijhuis markalı, 7200 m<sup>3</sup>/h debili daha güçlü pompalardır. TM-1'de yer alan pompa grubu Şekil 3'te gösterilmiştir.



Şekil 3. TM-1 pompa istasyonu

TM-1'deki 6 adet pompanın bağlı olduğu kolektör hattı, konik yapısıyla basıncın ve hızın dengesi gözetilerek tasarlanmıştır. Kolektör hattına bağlı pompaların dizilimi Şekil 4'te gösterilmiştir.



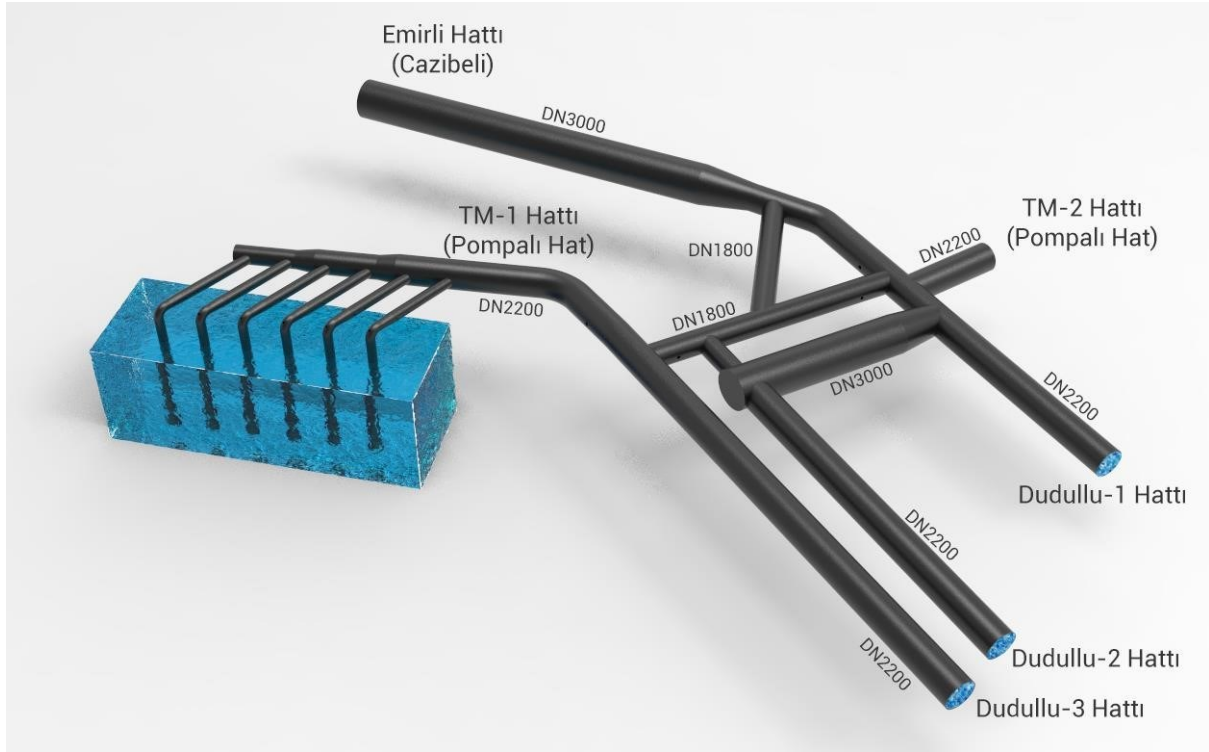
Şekil 4. Kolektör hattı modeli ve pompa dizilimi

TM-2'de yer alan pompa grubu ise Şekil 5'te gösterilmiştir. Rutin kullanıma benzer şekilde deneysel çalışmada TM-2'de 1 adet pompa kullanılmıştır.



Şekil 5. TM-2 pompa istasyonu





Şekil 6. Deney alanının 3 boyutlu modeli

Deney alanının tamamı Şekil 6'da basitleştirilmiş ve 3 boyutlu model olarak gösterilmiştir. TM-2 hattında çalıştırılan bir adet pompa DN2200 çaplı borunun diğer ucunda yer almaktadır ancak ölçeklendirilmiş mesafeden dolayı Şekil 6'te gösterilmemiştir. Deneyin yapıldığı zamanlarda Dudullu-2 hattı bakımda olduğu için kapalı durumdadır. Deneyde kullanılan pompaların motorlarına ait veriler ve pompaların debileri Tablo 1'de gösterilmiştir. TM-2'de yer alan pompa, daha fazla debi vermesi ve daha yüksek kota su basmasından dolayı daha fazla güç harcamaktadır.

Tablo 1. Pompalara ait etiket bilgileri

Motor	Güç (kW)	Gerilim (V)	Devir (d/d)	Debi (m <sup>3</sup> /h)	
TM-1	1	300	3000	735	5800
	2	300	3000	735	5800
	3	300	3000	735	5800
	4	300	3000	735	5800
	5	450	3000	745	7200
	6	450	3000	745	7200
TM-2	1	620	6300	593	8712

Emirli hattından gelen yüksek basınçlı akış Şekil 6'da görülen kolektör yapısı aracılığı ile pompaların da bağlı olduğu boru hattıyla birleşmektedir. Bu bağlantı, tüm hatların aktif olarak kullanılması, bir hat üzerinde bakım çalışması yapılacaksa kalan iki hattın yeterli suyu iletmesi amacıyla yapılmıştır. Bu hatlardan İstanbul'a gece-gündüz değişen debilerde su verilmektedir. Günlük rutin kullanımda, Emirli hattının cazibeli akışı ile birlikte TM-1'den 3-4 adet pompa ve gerekli durumlarda TM-2'den 1 pompa çalıştırılmaktadır. Talep azaldığında bazı pompalar durdurulmaktadır.

Deneyde seçilen senaryolar rutin çalışma düzenine benzer şekilde yapılmıştır. Pompaların çalışma düzenleri ve hatların açık-kapalı durumları göz önünde bulundurularak 6 farklı senaryo üzerinde çalışılmıştır. Boru hatları üzerindeki debimetrelerle verilen su miktarı (m<sup>3</sup>/h) SCADA merkezinde takip edilmiştir.

Deneyde takip edilen yöntem, pompaların çalıştırılma düzenlerine göre verdikleri debilerin farklarının kıyaslanması şeklindedir. Bu farklara en çok etki eden etkenler araştırılmıştır. Öncelikle TM-1'deki bazı pompalar ve TM-2'den 1 adet pompa çalıştırılmıştır. Pompalar çalıştırılırken cazibeli hattın vanası kapatılmış ve Dudullu yönüne giden boru hatlarını sadece pompalar beslemiştir. Verilen debiler ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Daha sonra pompalar çalışırken cazibeli Emirli Hattı aktif edilerek nispeten yüksek basınçlı ve hızlı akışın kolektöre girmesi sağlanmıştır. Dudullu 1 ve Dudullu 3 hattına giren akış sonucunda pompaların bu durumdan nasıl etkilendiği araştırılmıştır.

## 2.2. Sayısal Çalışma

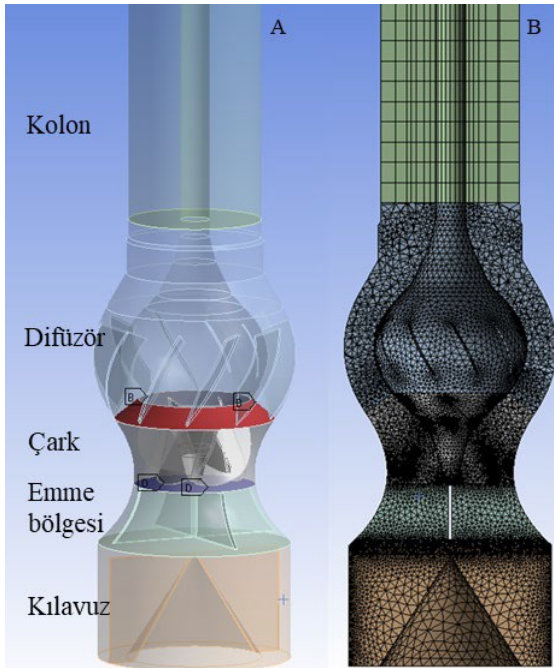
Boru hattı içinde nasıl bir akış olduğunu görmek için sayısal analizler ideal bir yöntemdir. Sistemin ana kolektör yapısındaki borularda cazibeli akışın etkisini görmek için Ansys Fluent yazılımıyla sayısal analizler yapılmıştır.

Deney alanı olarak tesisteki boru hatları ve pompa sistemleri kullanıldığından, sayısal analizlerde de birebir ölçekte 3 boyutlu modeller kullanılmıştır. Böylece deneysel ve sayısal çalışma sonuçları için kıyaslanabilir sonuçlara ulaşılmıştır. Sayısal analizlerde, deneysel çalışmadaki gibi farklı senaryolar uygulanmıştır. İlk

olarak pompaların 3 boyutlu modelleri oluşturulmuştur. Bu modellerin gerçek pompalarla benzerliklerinin ortaya konulması için sayısal analizleri yapılmış ve verdikleri debiler ölçülmüştür. Bu kıyaslama ile doğrulama çalışması yapılmıştır. Daha sonra pompalar, model olarak hazırlanan kolektör hattına bağlanmış ve analizleri yapılmıştır. Paralel bağlı pompaların birlikte çalışmaları esnasında debideki kayıp araştırılmıştır. Son olarak bütün saha 3 boyutlu olarak modellenmiş ve pompalarla birlikte tüm sahanın sayısal analizleri yapılmıştır. Cazibeli akışın hatlar içindeki hareketi, pompaların bu durumdan nasıl etkilendiği, debilerindeki değişimler ve basınç bölgeleri incelenmiştir.

### 2.2.1. Pompaların 3 boyutlu modellenmesi ve sayısal analizleri

Deney alanındaki akışın görülebilmesi ve pompalar üzerindeki akış etkilerinin anlaşılabilmesi için bütün modellerin gerçeğe en yakın şekilde modellenmesi gerekmektedir. Pompalar çok eski olduğu için 3 boyutlu modellerine ulaşılammıştır. Bu nedenle arşivlerden elde edilen teknik resimler kullanılarak ve bakıma alınan benzer pompalar incelenerek 2 farklı pompa (KSB ve Nijhuis) Solidworks programında modellenmiştir. Şekil 7'de KSB pompanın modelinde, Ansys 2022 R1 yazılımı kullanılarak çark bölgesi kontak yüzeylerle ayrılmış ve oluşturulan ağ yapısı gösterilmiştir. Kontak yüzeyler B ve D oklarıyla gösterilmiştir. Kontak yüzeylerle ayrılan bölgeye dönme hareketi verilmiş, diğer bölgelerdeki elemanlar hareketsiz bırakılmıştır. Modelin çark çapı ve açıları değiştirilerek Nijhuis pompa modeli de hazırlanmıştır.



Şekil 7. a) KSB pompanın bölümleri b) Ağ yapısı

Analizde çark bölgesine dönme hareketi verebilmek için hareketli ağ yöntemi (mesh motion) kullanılmıştır. Ağ yapısı oluşturulurken çark bölgesi ile emiş ağzı ve çark bölgesi ile difüzör birbirinden kontak yüzeylerle ayrılmıştır. Böylece Ansys Fluent 2022 R1 yazılımında

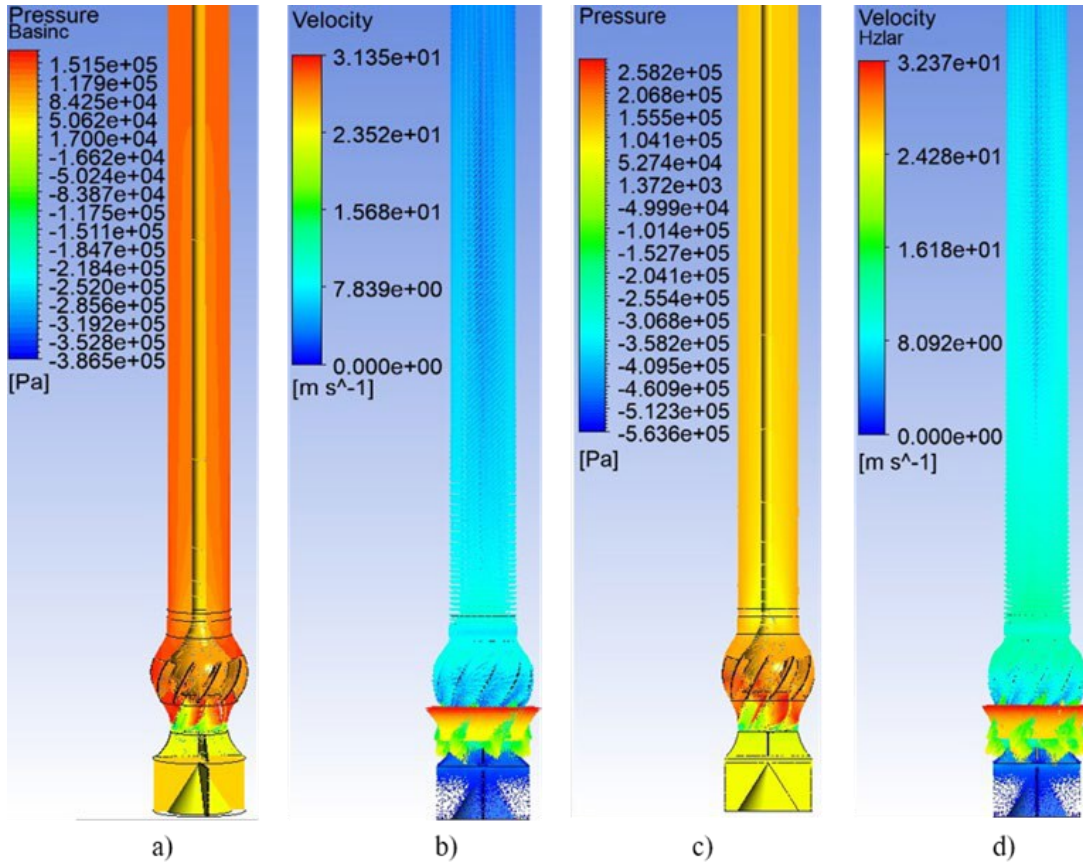
çark bölgesine dönme hareketi verilebilmiştir. Pompa geometrisi aşağıdan yukarıya doğru kılavuz, emme bölgesi, çark, difüzör ve kolon olmak üzere 5 bölgeden oluşturulmuştur.

Gerçek pompanın emme ve basma yönündeki basınçları, model pompada da kullanılmıştır. Gerçekte pompaların bulunduğu su alma yapısındaki derinlik 6,5 m olarak ölçülmüştür. Bu derinliğin pompa emme ağzında oluşturacağı statik basınç yaklaşık 65000 Pa olmaktadır. Deney alanında pompa çıkışlarında ölçülen manometrik basınç 130000 Pa olduğundan, bilinen bu değerler pompa analizinde kullanılmıştır. Ansys Fluent yazılımında giriş (inlet) basıncı 65000 Pa, çıkış (outlet) basıncı 130000 Pa olarak yazılmıştır. Çark bölgesinde devir sayıları KSB pompa için 735 d/dk, Nijhuis pompa için 745 d/dk olarak ayarlanmıştır. Kurulum debilerine göre KSB pompanın 5800 m<sup>3</sup>/h, Nijhuis pompanın pompa eğrisine göre 13 m basma yüksekliği için 8100 m<sup>3</sup>/h debide su verdiği bilinmektedir. Bu değerleri sağlayabilecek modeli oluşturmak ve ağ yapısı için uygun eleman sayısını belirlemek gerekmektedir. Pompa modellerinin gerçek pompalarla benzerliği, analiz sonucunda verdikleri debilerle kıyaslanarak sağlanabilir. Bu benzerlik oranının yüksek olması, diğer analizler için de kritik öneme sahiptir. Ağ kalitesini ve ağdaki eleman sayısını doğrulamak, sayısal analizlerin sonuçlarının doğruluğu için önemlidir. Benzer sayısal analiz çalışmalarında da sonuçların ağ yapısındaki eleman sayısından dolayı değişmediğini göstermek için farklı eleman sayılarında analizler yapılmıştır. Değerler değişmemeye ya da istenilen değerlerden uzaklaşmaya başladığı zaman en uygun eleman sayısı belirlenmiş olmaktadır [15]. Bu çalışmada da benzer şekilde her iki pompaya ait analizler yapılmış ve ağdaki eleman sayısının verilen debi miktarlarını ne kadar etkilediği araştırılmıştır.

Ağ yapılarındaki eleman sayısına göre pompaların verdiği debi miktarları Tablo 2'de gösterilmiştir. KSB pompa modelinin 1.579.000 eleman sayısı ile yapılan analizinde, 5800 m<sup>3</sup>/h debiye kıyasla %95,27 oranında gerçek pompaya benzediği görülmüştür. Nijhuis modelinin ise 8100 m<sup>3</sup>/h debiye kıyasla 1.733.073 eleman sayısı ile %98,5 oranında gerçek pompaya benzediği görülmüştür. Ağdaki eleman sayılarını daha da artırmanın benzerlik oranını değiştirmediği, hatta benzerlikten uzaklaştığı görüldüğünden dolayı bu ağ yapılarıyla analizlere devam edilmiştir.

Tablo 2. Model pompaların ağdaki eleman sayısına bağlı debi miktarları ve benzeşim oranları

KSB Modeli	Eleman Sayısı	Debi (m <sup>3</sup> /h)	Benzeşim Oranı %
1	1003718	5227	90,1
2	1579000	5526	95,2
3	2365973	5493	94,7
Nijhuis Modeli			
1	1068616	7654	94,5
2	1733073	7980	98,5
3	1910278	7975	98,4



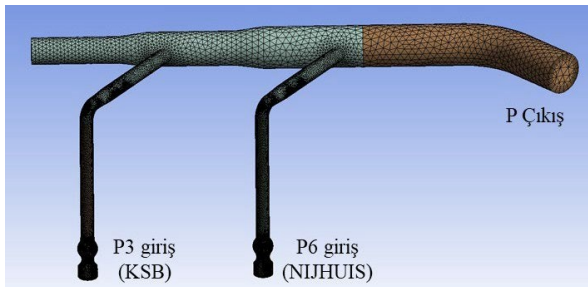
Şekil 8. a) KSB basınç konturu b) KSB hız vektörleri c) Nijhuis basınç konturu d) Nijhuis hız vektörleri

KSB ve Nijhuis pompaların analizlerinde basınç konturları ve hız vektörleri Şekil 8’de gösterilmiştir. Çarkların dönmesiyle oluşan basınç ve hız değişimleri şekilde görülmektedir. Model pompaların gerçek pompalara benzerliği anlaşıldıktan sonra paralel bağlı pompalarla kolektör hattı birlikte modellenerek sayısal analizi yapılmıştır.

### 2.2.2. Kolektör modeli üzerinde pompa 3 ile pompa 6’nın sayısal analizi

Pompaların cazibeli bir akışın etkisine girmeden, sadece kolektör hattı üzerindeki debilerini görmek için kolektör

hattına bağlanan 3 ve 6 numaralı iki pompanın analizi yapılmıştır. Şekil 9’da oluşturulan modelin ağ yapısı ve akışın giriş-çıkışları (inlet, outlet) gösterilmiştir.



Şekil 9. TM-1 kolektörü ve bağlı pompaların ağ yapısı

TM-1 kolektörüne ve pompalara ait ağ yapısının toplam eleman sayısı 4.779.692’dir. K-epsilon türbülans

modeli, bu tür akış hesaplamalarında sıklıkla kullanıldığından dolayı, bu çalışmada da k-epsilon türbülans modeli tercih edilmiştir [12]. Kolektör sistemine besleme yapan girişler “inlet”, çıkışlar “outlet”, boru çeperleri “wall” ve pompa çarkının hacimsel bölgesi ile temas ettiği diğer difüzör ve emiş bölgeleri arasındaki ara kontak yüzeyler ise “contact region” olmak üzere dört temel sınır tipi kullanılmıştır. Çark bölgelerine dönme hareketi verilmiştir. Sayısal analizin diğer parametreleri Tablo 3’te verilmiştir. Bu parametrelerle modelin sayısal analizi yapılmıştır.

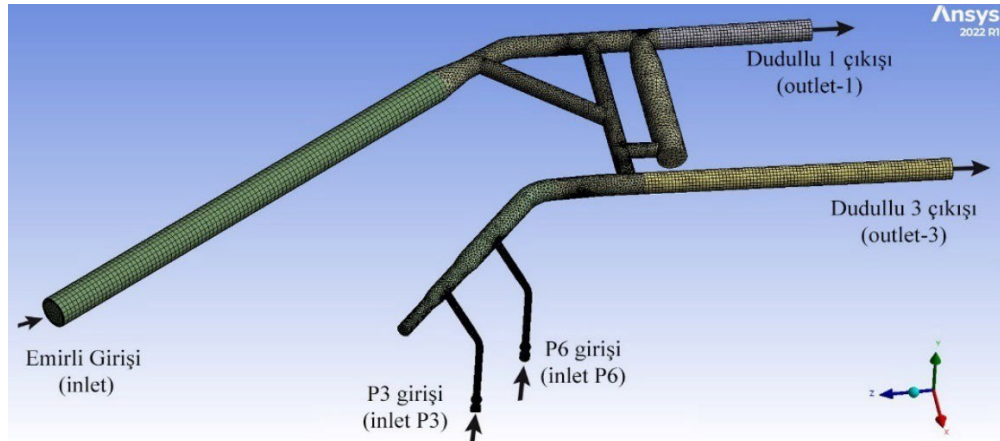
Tablo 3. Analize ait sınır şartları

P giriş_ksb	65000 Pa
P giriş_nijhuis	65000 Pa
P çıkış	130000 Pa
Akışkan cinsi	Su
Yer çekimi ivmesi	-9,81 m/s <sup>2</sup>
Türbülans modeli	k-epsilon, geliştirilmiş duvar fonksiyonları
KSB pompa çarkı	735 d/dk
Nijhuis pompa çarkı	745 d/dk

### 2.2.3. Deney alanının modeli üzerinde pompa 3 ile pompa 6’nın sayısal analizi

Pompaların kolektör hattındaki sayısal analiz sonuçlarıyla, cazibeli akışın sisteme dahil olduğu





Şekil 10. Deneysel alanın ağ yapısını ve akışların giriş çıkış yerleri

senaryonun sayısal analiz sonuçlarını karşılaştırmak ve oluşan akışı incelemek için bütün deneysel alanı modellenmiş ve sayısal analizi yapılmıştır. Hazırlanan modelin ağ yapısı, akışların giriş ve çıkış bölgeleri Şekil 10'da gösterilmiştir. Dudullu 2 hattı bakım nedeniyle kapalı olduğundan analize dahil edilmemiştir. Deneysel alanının eleman sayısı 6.648.401'dir. Model oluşturulurken sahadaki kot bilgileri Coğrafi Bilgi Sistemi (CBS) üzerinden alınmış, bilgileri teyit etmek için sahadaki ölçümler yapılmıştır. Sayısal analiz için Dudullu yönündeki vana odaları ölçüm yapmak için ideal noktalar olarak görülmüş ve hesaplama alanı sınırları olarak belirlenmiştir. Yapılan ölçümlere göre TM-1 hattı boru üst kotu 135,1 m, Dudullu 1 hattı 138,2 m, Dudullu 2 hattı 137,8 m ve Dudullu 3 hattı 137,3 m olarak hesaplanmıştır. Çıkışlarda (outlet) kot seviyeleri bilindiğinden, 1 numaralı denklemde gösterildiği gibi kot farklarından kaynaklanan statik basınç farkı TM-1 kolektörü üzerinden ölçülen basınç değerine eklenmiş ve çıkış basınçları (outlet) elde edilerek sayısal hesaplamalarda kullanılmıştır. Yerel kayıplar ihmal edilmiştir.

$$P_2 - P_1 = \rho gh \text{ (Pa)} \quad (1)$$

Emirli hattından giren debi, tesisten verilen debi miktarı kadardır. Emirli depolarından çıkan suyun debisi sürekli ölçüldüğü için sayısal hesaplamalarda Emirli girişi için basınç yerine, kütleli debi (kg/s) tanımlanmıştır. Ansys Fluent 2022 R1 yazılımında sayısal analiz öncesinde model için belirlenen sınır şartları Tablo 4'te verilmiştir.

Tablo 4. Modele ait sınır şartları

Emirli girişi, (kütleli debi)	10000 kg/s
P giriş_ksb	65000 Pa
P giriş_nijhuis	65000 Pa
P çıkış Dudullu-1	162000 Pa
P çıkış Dudullu-3	152000 Pa
Akışkan cinsi	Su
Yer çekimi ivmesi	-9,81 m/s <sup>2</sup>
Türbülans modeli	k-epsilon, geliştirilmiş duvar fonksiyonları
KSB pompa çarkı	735 d/dk
Nijhuis pompa çarkı	745 d/dk

### III. BULGULAR VE TARTIŞMA

#### 3.1. Deneysel Çalışmanın Sonuçları

Deneysel çalışmada yapılan 6 farklı senaryodan elde edilen veriler Tablo 5'te gösterilmiştir. Yapılan senaryolar sonucunda Tablo 1'deki pompa verileri göz önünde bulundurulduğunda çıkışlardan alınan toplam debi miktarlarının beklenenden farklı olduğu görülmektedir. 1 numaralı senaryoda yalnızca TM-2'deki 3 numaralı pompa çalıştırılmıştır. Cazibeli akış durdurulmuştur. Toplam çıkış debisinin 5900 m<sup>3</sup>/h olduğu görülmektedir. Bu değer pompa çıkışından değil, Dudullu 1 ve Dudullu 2 hatlarının çıkışındaki debimetrelerden ayrı ayrı ölçülerek toplanmış ve elde edilmiştir.

Tablo 5. Pompalı boru hattının yüksek basınçlı cazibeli hatla birlikte çalıştırılmasının sonuçları

Senaryo No	TM-1 Çalışan Pompalar	TM-2 Çalışan Pompa	Pompalardan Beklenen Debi (m <sup>3</sup> /h)	Pompaların Verdiği Debi (m <sup>3</sup> /h)	Emirli-1 Akışı (m <sup>3</sup> /h)	Dudullu 1 Debi (m <sup>3</sup> /h)	Dudullu 2 Debi (m <sup>3</sup> /h)	Çıkan Toplam Debi (m <sup>3</sup> /h)
1	--	Pompa 3	8712	5900	--	4.400	1.500	5.900
2	Pompa 6	Pompa 3	16812	15.742	--	8.700	7.042	15.742
3	Pompa 1, 6	Pompa 3	22612	19.500	--	9.900	9.600	19.500
4	Pompa 1, 6	Pompa 3	22612	12.404	26.500	18.504	20.400	38.904
5	Pompa 1, 5, 6	Pompa 3	30712	15.988	24.600	19.386	21.202	40.588
6	Pompa 1, 5, 6	--	22000	17.238	24.600	19.749	21.964	41.713

Pompa verisine göre ölçülmesi gereken toplam debinin yaklaşık 8700 m<sup>3</sup>/h olması gerekmektedir. Dudullu 1 ve Dudullu 2 hatlarının ikisi de DN2200 çaplı çelik borulardır. Dudullu-1 hattından geçen debi 4400 m<sup>3</sup>/h ve Dudullu-2'den geçen debi 1500 m<sup>3</sup>/h olarak ölçülmüştür.

$$Q = V \cdot A \text{ (m}^3\text{/s)} \quad (2)$$

2 numaralı süreklilik denkleminde, suyun hızı Dudullu 1'de 0,32 m/s ve Dudullu 2'de 0,11 m/s olmaktadır.

0,11 m/s hız, debimetrelerin kalitesine göre değişmekle birlikte ölçüm hassasiyeti açısından düşük bir değerdir. Dolayısıyla bu ölçümde pompanın gerçekte daha fazla debi verdiği ancak ölçümün hatalı olduğu söylenebilir. Bu pompanın debisi, diğer senaryolarda daha açık görülmektedir.

2 numaralı senaryoda TM-1'den 6 numaralı pompa ile TM-2'den 3 numaralı pompa çalıştırılmıştır. Toplam çıkış debisi 15742 m<sup>3</sup>/h olarak ölçülmüştür. Bu pompaların etiket değerlerine göre vermeleri gereken toplam debi 16800 m<sup>3</sup>/h olmaktadır. Birbirlerinden uzak hatlarda olmalarına rağmen aynı kolektöre su verdiklerinden dolayı bir miktar kayıp söz konusu olsa da bu kaybın makul bir değer olduğu kabul edilebilir. Beklenen debiye göre alınan debi oranlandığında oluşan kayıp %6,3'tür. Ayrıca TM-2'deki 3 numaralı pompanın bu senaryoda daha uygun bir debi verdiğinin görülmesi, 1 numaralı senaryoda yapılan yorumları doğrulamaktadır. Sonuç olarak TM-1'deki 6 numaralı

pompanın ve TM-2'deki 3 numaralı pompanın bu senaryoda kurulum değerlerine yakın çalıştıkları söylenebilir.

Tekli çalışan pompaların, paralel çalıştıklarında debi değerleri aynı oranda artmayacaktır. Bu literatür araştırmalarında da bahsedildiği gibi bilinen bir durumdur [4]. Ancak bu deneyde 3-4 ve 5-6 numaralı senaryolarda TM-1'de benzer pompalar çalıştırılmış, cazibeli hat ve TM-2'deki pompa deneydeki değişken veriler olarak kullanılmıştır. Böylece senaryolar kendi içinde kıyaslanabilir duruma getirilmiştir. Kıyasların hesaplanabilir olması için pompalardan beklenen debiler doğrudan toplanarak değerlendirilmiştir.

3 ve 4 numaralı senaryolar cazibeli hattın etkisini görmek için yapılmıştır. Her iki senaryoda da aynı pompalar çalıştırılmıştır. Bu nedenle her iki senaryoda beklenen pompa debilerin benzer olması gerekmektedir. 3 numaralı senaryoda cazibeli Emirli hattı kapalıyken pompalar 19500 m<sup>3</sup>/h su verebilmektedir. 4 numaralı senaryoda Emirli hattı açıldığında pompaların verdiği su miktarı 12404 m<sup>3</sup>/h değerine düşmektedir. Bu durum cazibeli hattın pompalı sistem üzerinde oluşturduğu akış dengesizliğini ve verim kaybını açıkça göstermektedir. 3 numaralı senaryoda pompaların toplam kayıp oranı, beklenen debiye göre kıyaslandığında %13,7 olmaktadır. Cazibeli akış sisteme girdiğinde toplam kayıp %45'e çıkmıştır.

5 numaralı senaryoda toplam 4 adet pompa çalışmaktadır. Pompaların toplam debisinin 30.712 m<sup>3</sup>/h olması beklenirken 15.988 m<sup>3</sup>/h değerinde kaldığı görülmektedir. Bu da yaklaşık olarak %47,9 kayıp anlamına gelmektedir. Bu senaryoda cazibeli akışın ve bu akış sebebiyle TM-2'deki pompada meydana gelen kayıpların etkisinin yüksek olduğu tahmin edilmektedir.

6 numaralı senaryo, 5 numaralı senaryoya benzer şekilde yapılmış ancak TM-2'de bulunan 3 numaralı pompa durdurulmuştur. Böylece cazibeli hattın TM-2'deki pompayı nasıl etkilediği araştırılmıştır. TM-1 pompaları çalıştırıldığında 22000 m<sup>3</sup>/h debi beklenirken 17238 m<sup>3</sup>/h debi alınmıştır. Bu senaryoda elde edilen kayıp oranı %21,6'dır.

5 ve 6 numaralı senaryolarda cazibeli hattın gelen su miktarı aynı olmasına rağmen, pompalardan elde edilen debilerde ciddi bir fark oluşmuştur. 5 numaralı senaryoda 4 pompa çalıştırılırken 15988 m<sup>3</sup>/h; 6 numaralı senaryoda 3 pompa çalıştırıldığında 17113 m<sup>3</sup>/h debi elde edilmiştir. 3 numaralı pompa, paralel çalışan pompalara kıyasla iş yapamamıştır. 5 numaralı senaryoda TM-2'de bulunan pompanın kaybı, bu senaryo ile daha net ortaya konulmuştur. 3 numaralı pompanın çektiği güç 517 kW olarak ölçülmüştür. Dolayısıyla, bu gücün bir kayıp olarak işletmeye yansıtıldığı, bu kayıptaki en büyük etkenin pompa akışını olumsuz etkileyen ana kolektör yapısı ve yüksek basınçlı cazibeli hat olduğu söylenebilir. Deney sonuçlarından elde edilen kayıp oranları Tablo 6'da gösterilmiştir.

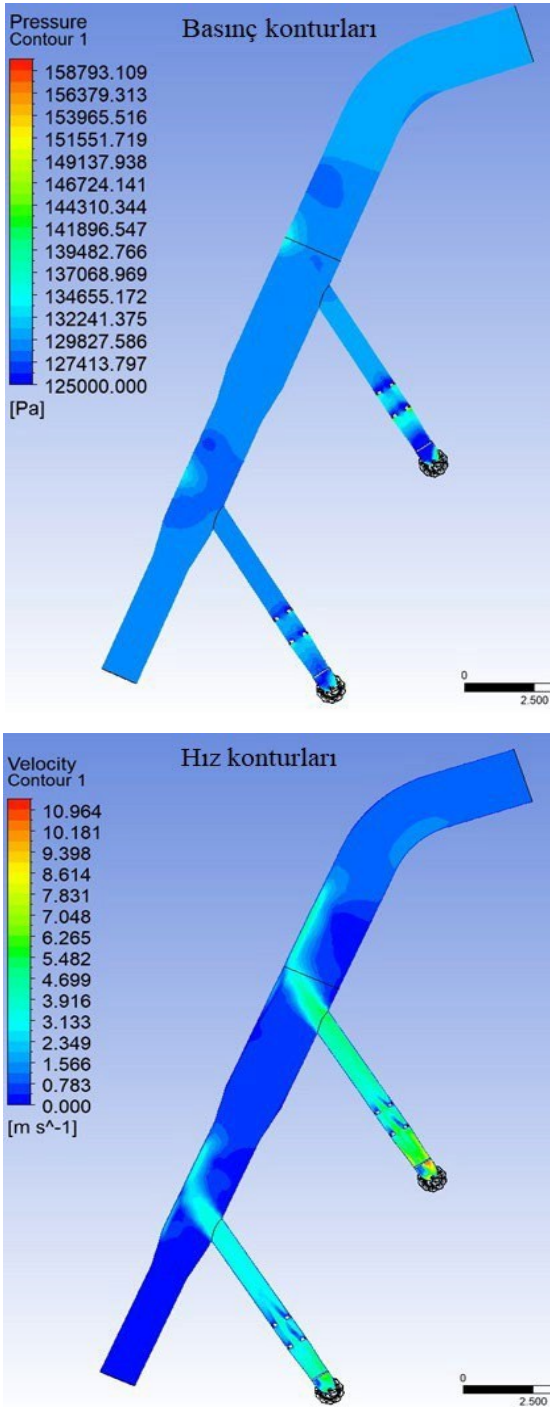
**Tablo 6.** Deney sonuçlarına göre % kayıp oranları

Senaryo	TM 1'de çalışan pompalar	TM 2'de çalışan pompa	Cazibeli hat durumu	Kayıp oranı (%)
1	--	Pompa 3	Kapalı	--
2	Pompa 6	Pompa 3	Kapalı	6,3
3	Pompa 1, 6	Pompa 3	Kapalı	13,7
4	Pompa 1, 6	Pompa 3	Açık	45,1
5	Pompa 1, 5, 6	Pompa 3	Açık	47,9
6	Pompa 1, 5, 6	--	Açık	21,6

### 3.2. Sayısal Analizlerin Sonuçları

Farklı hatlardan gelen akışların pompalar üzerindeki etkisi sayılarla ortaya konulsa da borular içinde nasıl bir akış olduğu, kayıpların nerelerde gerçekleştiği, girdapların nerelerde olduğu, buna bağlı enerji kayıplarının hangi bölgelerde meydana geldiği sayısal analizlerde görülebilmektedir. Model pompaların gerçek pompalara benzer miktarda debi verdikleri analiz sonuçlarında gösterilmiştir. Pompaların TM-1 kolektöründeki basınç ve hız konturları Şekil 11'de gösterilmiştir.



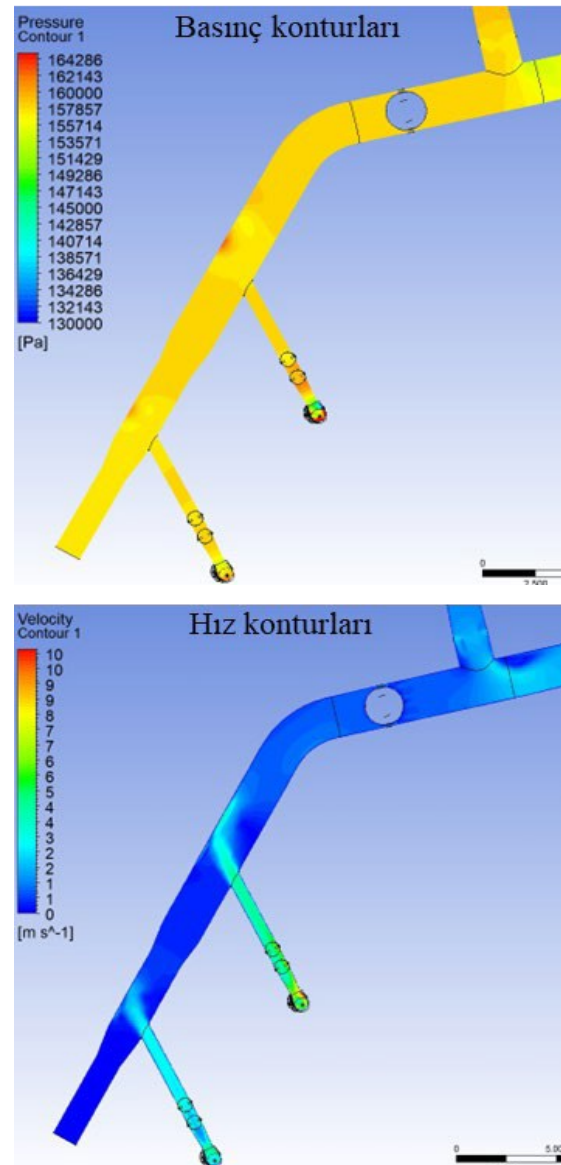


Şekil 11. Pompaların bağlı olduğu kolektör hattındaki basınç ve hız konturları

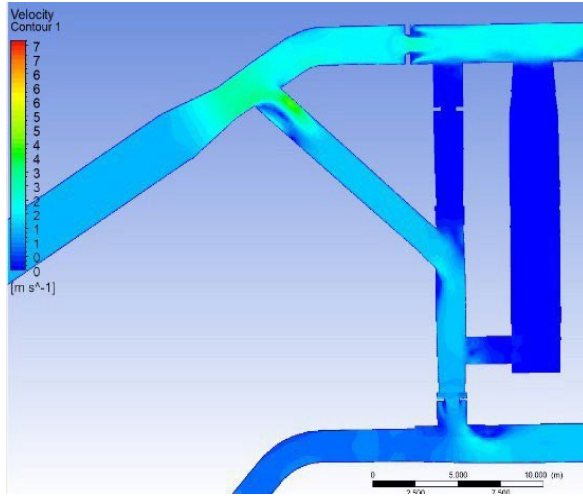
Birbirine yakın olmayan pompaların paralel çalıştırılması durumunda, kolektörün de genişleyen konik tasarımı sebebiyle pompaların birbirlerini çok fazla etkilemedikleri görülmektedir [10][11]. Analiz sonucunda 3 numaralı KSB pompanın çarkından giren suyun debisi  $5533 \text{ m}^3/\text{h}$  olarak Fluent yazılımında hesaplanmıştır. Elde edilen değer, kurulum debisine yakın bir değerdir ve %4 oranında kayıp görülmektedir. Bu kayıp oranı, pompanın ilk analizindeki benzerlik oranıyla aynı olduğundan, 3 numaralı pompanın kolektör hattında bir kayba uğramadığı söylenebilir. 6 numaralı pompanın debisi bu analizde  $8188 \text{ m}^3/\text{h}$

olarak ölçülmüştür. 6 numaralı pompanın sayısal analizinde  $7980 \text{ m}^3/\text{h}$  debi verdiği hesaplanmıştır. Bu analizle kıyaslandığında aralarında %2,5 oranında debi farkı olduğu görülmektedir. Farklı modellere ait analizler için bu farkın kabul edilebilir bir oran olduğu ve dolayısıyla bu pompa için de kolektör hattında bir kayıp olmadığı söylenebilir. Kolektör çıkışında iki pompanın verdiği debi  $13644 \text{ m}^3/\text{h}$  olarak ölçülmüştür. Diğer yandan kolektör hattındaki iç basınç, kontur renklerinden ortalama  $134000 \text{ Pa}$  olarak okunabilir.

Kolektör hattında sorunsuz çalışan 2 pompanın, cazibeli hattın etkisine maruz kalması durumundaki sayısal analizleri yapılmıştır. Şekil 12'de birbirinden uzak çalışan pompalarda basınç ve hız gradyanlarındaki değişim görülmektedir. İç basıncın  $156000 \text{ Pa}$  değerlerine kadar yükseldiği görülmektedir. Pompalar üzerindeki basıncın artması, pompaların basma yüksekliğini artırarak daha az debi vermesine sebep olmaktadır [13].



Şekil 12. Kolektör hattının basınç ve hız konturlarındaki değişim



Şekil 13. Deneysel alanına ait hız konturu

Deneysel alanına ait hız konturu Şekil 13'te gösterilmiştir. Cazibeli akışın Dudullu 3 hattına yüksek bir hızla girdiği daha açık bir şekilde görülmektedir. Emirli hattından gelen  $36.072 \text{ m}^3/\text{h}$  debisi, DN3000 çaplı borudan  $1,35 \text{ m/s}$  hızla ilerlemekte ve TM-1 yönüne doğru daralan kesitinde etkisiyle ayrılarak  $2,4 \text{ m/s}$  hızla devam etmektedir. Pompaların basma gücüyle ilerleyen akışın hızı ise  $0,88 \text{ m/s}$ 'yi göstermektedir. Böyle bir durumda, yüksek hızlı akışın pompaların bağlı olduğu Dudullu 3 hattına girmesi kaçınılmazdır. Sonuç olarak yüksek hızlı bu akış, Dudullu 3 hattının çapında büyük oranda bir daralma etkisi oluşturmaktadır, pompaların önündeki bir engele dönüşmektedir. Ayrıca hız arttıkça, enerji kayıpları da artmaktadır. Pompaların bu analiz sonucunda verebildiği debilerle ve belli noktalardan okunan hız değerleri Tablo 7'de gösterilmiştir.

**Tablo 7.** Deneysel alanının CFD analizi sonuçları

	Oluşan hızlar (m/s)	Debi ( $\text{m}^3/\text{h}$ )
Pompa 3 (emme kısmında)	0,65	4434
Pompa 6 (emme kısmında)	1,05	7092
Emirli Hattı (girişte)	1,37	36072
Dudullu 1 Hattı (çıkışta)	1,93	25103
Dudullu 3 Hattı (çıkışta)	1,73	22452

İlk yapılan kolektör analizinde 3 ve 6 numaralı pompaların kolektör hattındaki debisi değerlerinin pompaların tekli çalışmalarında verdiği debilere yakın olduğu görülmüştü. Aynı modelin cazibeli akışla birlikte çalıştırılması sonucunda 3 numaralı pompanın  $5536,6 \text{ m}^3/\text{h}$ 'ten  $4434,2 \text{ m}^3/\text{h}$ 'e düşerek %20 verim kaybına uğradığı hesaplanmıştır. 6 numaralı pompa ise  $8189,2 \text{ m}^3/\text{h}$ 'ten  $7092,7 \text{ m}^3/\text{h}$ 'e düşerek %13 verim kaybına uğramıştır. Bu kayıplar deneysel çalışmada cazibeli hat etkisine giren sistemdeki yüksek kayıpları doğrulamaktadır. Analizde Dudullu 1 hattındaki akış hızının  $1,93 \text{ m/s}$  olarak ölçülmesi, deneysel çalışmada TM 2'de çalıştırılan 3 numaralı pompadan gelen debinin kolektöre girememesinin sebebini de göstermektedir.

## IV. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

### 4.1. Sonuçlar

Deneysel ve sayısal çalışmalar neticesinde elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir:

- Deneysel ve sayısal çalışmalar, Dudullu sisteminin çalışması esnasında pompa sisteminde meydana gelen verim kayıplarının büyük kısmının farklı basınçlara ait cazibeli hatla pompalı hatların beraber çalışmasından kaynaklandığını göstermektedir.

- Deneysel çalışmada, Emirli deposundan cazibeli gelen akışla TM-1 ve TM-2 hatlarından gelen akışlar kolektörde birleşerek Dudullu 1 ve Dudullu 2 hatlarından çıkmaktadır. Giriş ve çıkış hatlarının fazla ve farklı basınçlarda olmasının akışta düzensizliklere sebep olduğu görülmüştür. Sistemdeki yüksek basınçların, pompalı hatların önüne konulan ve iç basıncı artırarak yeterli debinin oluşmasını önleyen engellere dönüştüğü tespit edilmiştir. Bu durum pompalarda enerji kaybına neden olmaktadır. Pompalar büyük ve karmaşık bir hatta çalıştıklarında (Tablo 6, senaryo 3) oluşan en yüksek kayıp oranları %13,7 olmaktadır. Ancak cazibeli hatların etkisi altına giren pompalarda beklenen debiler daha yüksek oranda düşmekte ve %48'lere (Tablo 6, senaryo 5) çıkmaktadır.

- Bir pompanın basma tarafı tamamen kapatıldığında basma yüksekliği (Hm) artarken verdiği debinin sıfır olduğu bilinmektedir. Benzer bir durum bu deneysel çalışmadaki senaryoda gerçekleşmiştir. Deneysel çalışmada 5 numaralı senaryoda (Tablo 5) TM-1'de 1, 5 ve 6 numaralı pompalar ve TM-2'deki 3 numaralı pompa çalışırken, toplam 4 adet pompanın verdiği debisi cazibeli hattın da etkisiyle  $15.988 \text{ m}^3/\text{h}$  olarak ölçülmüştür. 6 numaralı senaryoda aynı koşullar geçerliken sadece TM-2'deki pompa durdurulmuştur. 1 adet pompanın durdurulmasına rağmen alınan debisi  $17.238 \text{ m}^3/\text{h}$  değerine yükselmiştir. Diğer bir ifadeyle, TM-2'de çalışan 3 numaralı pompanın etkisi bu senaryoda sıfır olmuştur. Bu durumun oluşmasının temel sebebi pompa hatlarının önlerindeki görülmeyen engellerdir. Pompanın hiçbir iş yapmadan harcadığı güç ise  $517 \text{ kW}$ 'tr.

- 3 ve 6 numaralı pompaların kolektör hattındaki sayısal analizinde, genişleyen konik bir kolektör tasarımı sayesinde pompalarda ciddi bir kayıp olmadığı görülmüştür.

- Deneysel ve sayısal çalışmalar sayesinde, pompa hatlarıyla yüksek basınçlı cazibeli akışlı hatların birbirinden ayrılması gerektiği sonucuna varılmıştır.

- Sahada alınan verilerle sayısal hesaplamaların uyduğu görülmüştür.

- Sayısal çalışmalar sayesinde mevcut sistemlerin iyileştirilmesi için gerekli bilgiler ve görüntüler elde edilmiştir.

## 4.2. Öneriler

- Kolektör tasarımı yapılırken boru çaplarına ve ölü bölgelerin oluşmamasına dikkat edilmelidir. Bununla birlikte sayısal analizlerin de yapılarak uygulanacak projenin kontrol edilmesi gereklidir. Doğru bir tasarım yapılmadığında, kolektörde dengeli bir akış elde edilememekte ve enerji kayıpları meydana gelmektedir. İmalat kolaylığı gözetilerek birbirine dik şekilde bağlantısı yapılan borulama sistemlerinde akış kopmaları ve girdaplar oluşmaktadır. İmalat açısından zor olsa da yıllarca kullanılacak büyük hatlarda akış ayrılmalarını ve girdapları önlemek için daha dar açılı bağlantıların yapılması gerekmektedir. İlk kurulumda imalat aşamasındaki işçiliğe gerekli önem verilmediğinde, yıllarca kullanılacak boru hatlarında günün her anında oluşan girdap hareketleri sebebiyle sürekli enerji kayıpları meydana gelebilmektedir.

- İçme suyu arıtma tesislerinin kurulumlarında arazide uygun kot olmadığında, sistemin çalışması için gerekirse zeminin doldurularak kotun yükseltilmesi teknik olarak mümkündür. Her ne kadar bu durum ilk yatırım maliyetlerini artırsa da yıllarca sürecek enerji maliyetlerinin önüne geçilecektir. Arıtma tesisinin yapılacağı arazi kotları ile suyun alınacağı kaynak ve verileceği yerleşim yerlerinin kotları birlikte değerlendirilmeli ve en az sayıda terfi merkezi kurulmalıdır. Bir arıtma tesisinin yanlış yere kurulması daha fazla terfi istasyonunun yapılmasına, gereksiz çalıştırılacak pompalara, pompa sistemlerinin mekanik ve elektrik bakımlarına, personel giderlerine ve enerji kayıplarına neden olmaktadır.

- Pompalar kullanılarak gerçekleştirilen akış sistemlerinde mümkün olduğu kadar ayrı hatların kullanılması gerekmektedir.

- Ayrı hatların kullanılması mümkün değilse farklı basınçlara sahip boru hatlarının kolektör sistemlerine girmeden önce basınçlarının dengelenmesi gerekmektedir. İğne vana gibi basınç kontrolü sağlayan vanalar değişken debilerde uzaktan kontrolle iç basıncın dengelenmesini sağlayabilmektedir. Aksi halde yıllar boyunca sürecek enerji kayıplarının oluşacağı söylenebilir.

- Kolektöre bağlı toplam 6 pompa olduğundan, aynı anda daha fazla pompanın çalıştırılmasıyla kolektör tasarımının etkinliği başka bir çalışmada tekrar analiz edilebilir.

- Farklı akış hatlarının birbirine karıştığı noktalarda borular içine yönlendirici kılavuzlar yerleştirilerek sonuçları deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılabilir.

- CFD analizleri büyük ve karmaşık alanların modellenmesinde ve analizlerinde yüksek hızlı bilgisayar sistemleri (ram, işlemci) gerektirmektedir. Böyle bir altyapıyla yapılacak farklı senaryolarla daha hassas çözümler sunulabilir.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın gerçekleşmesinde araştırma imkanı sunan İSKİ Genel Müdürlüğüne, gerekli kolaylığı sağlayan tüm idarecilere ve çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

## KAYNAKLAR

- [1] USA Hydraulic Institute, Europump and the US Department of Energy's Office of Industrial Technologies (2001). *Pump Life Cycle Costs: A Guide to LLC Analysis For Pumping Systems*.
- [2] Şenol, G. K., & Karakuş, C. (2017). Pompa ve Pompaj Sistemlerinde Enerji Tasarrufu Uygulamaları. *Mühendis ve Makina*, 58(687), 1-16.
- [3] Noon, A.A., Jabbar, A.U., Koten, H., Kim, M.-H., Ahmed, H.W., Mueed, U., Shoukat, A.A., Anwar, B. (2021). Strive to reduce slurry erosion and cavitation in pumps through flow modifications, design optimization and some other techniques: long term impact on process industry. *Materials*, 14, 521.
- [4] Guyer, J. P., P. E. ve R. A. (2013). Introduction to Pumping Stations for Water Supply Systems, *California: Createspace Independent Pub*.
- [5] Tomor, A., & Kristof, G. (2016). Validation of a discrete model for flow distribution in dividing-flow manifolds: numerical and experimental studies. *Periodica Polytechnica, Mechanical Engineering* 60(1), 41-19.
- [6] Minocha, N., & Joshi, J. B. (2020). 3D CFD simulation of turbulent flow distribution and pressure drop in a dividing manifold system using openfoam. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 151.
- [7] Zhang, W., Li, A., Gao, R., & Li, C. (2018). Effects of geometric structures on flow uniformity and pressure drop in dividing manifold systems with parallel pipe arrays. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127, s. 870-881.
- [8] Wang, J. (2011). Theory of flow distribution in manifolds. *Chemical Engineering Journal*, 3(168), 1331- 1354.
- [9] Quintanar, N. R., Nguyen, T., Vaghetto, R., & Hassan, Y. A. (2019). Natural circulation flow distribution within a multi-branch manifold. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Cilt 135, 1-15.
- [10] Hassan, J. M., Mohammed, W. S., Mohamed, T. A., & Alawee, W. H. (2014). Modeling the



- uniformity of manifold with various configurations. *Journal of Fluids*, 1-8.
- [11] Hassan, J. M., Mohammed, W. S., Mohamed, T. A., & Alawee, W. H. (2014). CFD simulation for manifold with tapered longitudinal section. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 4(2).
- [12] Yin, Y., Li A., Wen, X., Zhang, J., Zhang, X., Guo, J., Li, J., Zhang, W., Che, J. (2022). Resistance reduction of an elbow with a guide vane based on the field synergy principle and viscous dissipation analysis. *Journal of Building Engineering*, 54.
- [13] Budiman, A. A., Haryanti, D., Subekti, M., & Kusuma, M. H. (2019). Preliminary study on fluid dynamics in manifolds of the reactor cavity cooling system - the experimental power reactor test facility. *Symposium of Emerging Nuclear Technology and Engineering Novelty*. South Tangerang, Indonesia.
- [14] Hua, J., Zhang, S. ve Fu, L. (2017). Similitude criterion derivation and pipe physical property test and suitable analysis for water hammer scale model of long distance district heating pipeline. *Applied Thermal Engineering*, cilt 125, 80-90.
- [15] Khalaji, M., N., Osta, M., H., 4, K., (2018). Numerical Analysis of Heat Transfer of Hot Oil and Cold Water Fluids in a Concentric Type Heat Exchanger with Ansys Fluent. *International Journal of Innovative Research and Reviews*, 2-2, 24-27.