

T.C.
EGE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SÜT BORULU SAĞIM SİSTEMİ ANA VAKUM
HATTINDA BASINÇ KAYIPLARININ İNCELENMESİ**

Damla DOĞU

Danışman
Prof. Dr. Vedat DEMİR

Tarım Makinaları ve Teknolojileri Mühendisliği Anabilim Dalı
Tarım Makinaları ve Teknolojileri Mühendisliği
Tezli Yüksek Lisans Programı

İzmir-2024

KABUL VE ONAY SAYFASI

Damla DOĞU tarafından Yüksek Lisans Tezi olarak sunulan “**Süt Borulu Sağım Sistemi Ana Vakum Hattında Basınç Kayıplarının İncelenmesi**” başlıklı bu çalışma EÜ Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile EÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi’nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 26/11/2024 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday **oybirliği** ile **başarılı** bulunmuştur.

Jüri Üyeleri:

İmza

Jüri Başkanı :

Raportör Üye:

Üye :

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI

EÜ Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin ilgili hükümleri uyarınca Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “**Süt Borulu Sağım Sistemi Ana Vakum Hattında Basınç Kayıplarının İncelenmesi**” başlıklı bu tezin kendi çalışmam olduğunu, sunduğum tüm sonuç, doküman, bilgi ve belgeleri bizzat ve bu tez çalışması kapsamında elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara atıf yaptığımı ve bunları kaynaklar listesinde usulüne uygun olarak verdiğimi, tez çalışması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını, bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya diğer bir üniversitede başka bir tez çalışması içinde sunmadığımı, bu tezin planlanmasından yazımına kadar bütün safhalarda bilimsel etik kurallarına uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul edeceğimi beyan ederim.

26/11/2024

Damla DOĞU

ÖZET
SÜT BORULU SAĞIM SİSTEMİ ANA VAKUM HATTINDA
BASINÇ KAYIPLARININ İNCELENMESİ

DOĞU, Damla

Tarım Makinaları ve Teknolojileri Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Vedat DEMİR

Kasım 2024, 70 sayfa

Çalışmada, süt borulu sağım sisteminin ana vakum hattında oluşan basınç kayıplarının deneysel, analitik ve sayısal olarak incelenmesi amaçlanmıştır.

Çalışmada bir süt borulu sağım sisteminin ana vakum hattı dikkate alınmıştır. Ana vakum hattı, 50 mm anma çaplı galvaniz düz boru ve dirsekten oluşmuştur. Hattaki basınç kayıpları farklı debi değerlerinde deneysel olarak belirlenmiştir. Ayrıca basınç kayıpları, çeşitli kaynaklarda verilen analitik eşitlikler yardımıyla hesaplanmış ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) analiz yöntemiyle farklı türbülans modelleri kullanılarak belirlenmiştir.

Denemelerde yüksek debi değerlerinde basınç kaybı değeri 0.65 kPa ölçülmüştür. Analitik eşitlikler ile hesaplanan sonuçlar deneysel verilere oldukça yakın bulunmuştur. Ana vakum hattında deneysel olarak ölçülen ve farklı türbülans modelleri ile hesaplanan basınç kayıpları istatistiksel açıdan değerlendirildiğinde, en düşük ortalama mutlak hata (MAE) ve normalize edilmiş kök ortalama kare hata (NRMSD) değerleri Realizable k-ε modelinde bulunmuştur. Ana vakum hattındaki basınç kayıplarının Realizable k-ε türbülans modeli kullanılarak çok düşük hata ile tahmin edilebileceği ve sistem tasarımında kullanılmasının uygun olacağı belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: CFD, sürtünme kaybı, basınç kaybı, vakum düşüşü



ABSTRACT
INVESTIGATION OF PRESSURE DROP IN MAIN AIR LINE OF
PIPELINE MILKING SYSTEM

DOĞU, Damla

MSc in Agricultural Engineering and Technologies Programme

Supervisor: Prof. Dr. Vedat DEMİR

November 2024, 70 pages

The objective of the study is to investigate the pressure drop analytically, numerically and experimentally in main air line of the pipeline milking system.

The study was carried out in a pipeline milking system, where the main air line consists of a galvanized straight pipe with a nominal diameter of 50 mm and one bend. The pressure drops in the pipeline were measured experimentally at different flow rates. In addition, the pressure drops calculated using theoretical equations and determined using various turbulence models with the Computational Fluid Dynamics (CFD).

During the experiments, a pressure drop of 0.65 kPa was measured at high flow rates. It was found that the results calculated using the theoretical equations were very close to the experimental data. The lowest mean absolute error (MAE) and normalized root mean square deviation (NRMSD) values for pressure drops calculated with different CFD turbulence models were found in the Realizable k- ϵ model. The results showed that the pressure drops in the main air line could be calculated with minor errors by using the numerical analysis method and the Realizable k- ϵ turbulence model.

Keywords: CFD, friction loss, pressure loss, vacuum drop

ÖNSÖZ

Süt, içeriğindeki besin maddeleri sayesinde en besleyici ürünlerden biridir. Yıllara bağlı olarak insan nüfusunun artmasıyla süt ve süt ürünlerine de talep artmaktadır. Bu da süt hayvancılığı yapan işletme sayısının artmasına neden olmaktadır. Süt hayvancılığı işletmelerinde işletme büyüklüğüne göre farklı sağımlar sistemleri kullanılmaktadır. Bu sağımlar sistemleri kendi içerisinde farklı bölümlerden ve elemanlardan oluşmaktadır. Sabit süt borulu bir sağımlar tesisi ; süt hattı, nabız hattı ve ana vakum hattından oluşmaktadır. Bu hatlarda kullanılan ekleme parçaları, dirsekler ve diğer elemanlar akış sırasında basınç kaybına neden olmaktadır. Bu parçaların artması durumunda akış sırasında meydana gelen yerel basınç kayıpları düz iletim hattında oluşan sürekli basınç kayıplarından fazla olabilmektedir. Bu durum sistem içerisinde toplam basınç kayıplarının beklenenden daha fazla artmasına neden olabilmektedir. Sağımlar sistemlerinde vakum hattı boyunca basınç kayıplarının fazla olduğu sistemlerde vakum pompası, basıncı korumak için daha çok enerji tüketmektedir. Süt sağımlar tesislerindeki hatlar dinamik performans ve vakum düşüşünü en aza indirecek şekilde tasarlanmalıdır. Bu tez çalışmasında sabit borulu sağımlar tesisinin ana vakum hattında oluşan basınç kayıpları deneysel ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) yaklaşımı kullanılarak incelenmiştir. Çalışma sonucunda günümüz teknolojisinde önemli yeri olan CFD yaklaşımı kullanılarak gerçekleştirilebilecek sayısal analizler ile gerek düz gerekse iletim hattındaki ekleme parçalarını içeren simülasyon çalışmaları için temel veriler ortaya konulmuştur. Tez çalışmasında ileride gerçekleştirilecek olan projelendirme ve işletme uygulamalarına katkı sağlanması hedeflenmiştir.

İZMİR
26/11/2024

Damla DOĞU



İÇİNDEKİLER

Sayfa No

KABUL VE ONAY SAYFASI.....	iii
ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI	v
ÖZET	vii
ABSTRACT	ix
ÖNSÖZ	xi
İÇİNDEKİLER.....	xiii
ŞEKİLLER DİZİNİ	xv
TABLolar DİZİNİ.....	xvii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xix
1. GİRİŞ	1
2. GENEL BİLGİLER	4
3. GEREÇ ve YÖNTEM.....	7
3.1. Materyal	7
3.1.1. Deney Düzeni.....	7
3.1.1.1. Vakum Pompası	7
3.1.1.2. Ana Vakum Hattı.....	7
3.1.2. Ölçüm Aletleri.....	8
3.1.2.1. U Manometre	8
3.1.2.2. Analitik terazi.....	8
3.1.2.3. Çok fonksiyonlu ölçer.....	9
3.2. Yöntem	10
3.2.1. Deneysel Çalışmalar	10
3.2.2. Analitik Çalışmalar.....	15
3.2.3. Sayısal Analiz Çalışmaları	19
3.2.3.1. Geometri ve ağ yapısının oluşturulması	21
3.2.3.2. Türbülans parametreleri.....	22
3.2.3.3. Başlangıç ve sınır şartları.....	24
3.2.3.4. Çözüm metodu ve yakınsama	24
3.2.3.5. Çözüme ulaşma sayısı.....	25
3.2.3.6. Basınç ve hız değişimlerinin belirlenmesi	26

3.2.4. İstatistiksel Analiz	26
4. BULGULAR ve TARTIŞMA.....	28
4.1.1. Deneysel Bulgular	28
4.1.2. Analitik çalışmalara ilişkin bulgular.....	30
4.1.3. Sayısal analiz (CFD) çalışmalarına ilişkin bulgular	33
5. SONUÇ ve ÖNERİLER	44
KAYNAKLAR DİZİNİ	46
TEŞEKKÜR	49
ÖZGEÇMİŞ.....	50



ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 1-1 Ticari süt işletmecileri tarafından toplanan inek sütü miktarları (Ulusal Süt Konseyi, 2024)	1
Şekil 3-1 Süt borulu deneme düzeninin şematik görünümü	7
Şekil 3-2 U manometre, ölçüm sıvısı saf su (a) ve benzin (b)	8
Şekil 3-3 Precisa XB 220A analitik terazi	9
Şekil 3-4 Çok fonksiyonlu ölçüm cihazı	10
Şekil 3-5 Ana vakum hattında basınç kayıp ölçüm noktalarına ilişkin detaylar... ..	11
Şekil 3-6 U manometrenin su terazisi ile konumlandırılması ve basınç farkı ölçümünün kaydedilmesi	12
Şekil 3-7 Saf su (a) ve benzin (b) özkütle ölçümü	12
Şekil 3-8 U manometre ile basınç farkı ölçümü.....	13
Şekil 3-9 Çok fonksiyonlu ölçer ile hava hızı ve basınç farkı ölçümü.....	15
Şekil 3-10 Farklı eleman sayılarına sahip ağ yapılarının değişimi	21
Şekil 3-11 Dirsek üzerinde oluşturulan sık ağ yapısı	22
Şekil 3-12 SST k-ε modeli ile gerçekleştirilen 500, 750 ve 1000 iterasyon grafikleri.....	25
Şekil 3-13 Basınç değerleri alınan konumlar.....	26
Şekil 4-1 Süt sağım tesisinin ana vakum hattında dijital fark basınç ölçer ve U manometre ile ölçülen basınç kayıplarının karşılaştırılması.....	29
Şekil 4-2 U manometre (ölçüm sıvısı saf su) kullanılarak gerçekleştirilen denemelere ilişkin analitik hesaplama sonuçlarının değişimi.....	31
Şekil 4-3 ANSI/ASABE standartlarıyla hesaplanan basınç kaybı değerleri ile çok fonksiyonlu ölçer aracılığıyla gerçekleştirilen ölçüm ve teorik hesaplama sonuçlarının değişimi	32
Şekil 4-4 Ölçülen, teorik eşitlikler ve farklı CFD türbülans modelleri ile hesaplanan basınç kaybı değerlerinin karşılaştırılması.....	33
Şekil 4-5 Hava akımının oluşturduğu hız değişimleri	37
Şekil 4-6 Hava akımının oluşturduğu basınç değişimleri.....	38
Şekil 4-7 Hava akımının dirsekten sonraki farklı konumlarda oluşan hız değişimleri.....	39
Şekil 4-8 Dirsekten sonraki 1 mm, 50 mm, 100 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm konumlarında boru akış düzlemine dik doğrultuda (yz düzlemde) oluşan hava hızının değişimi	39

Şekil 4-9 Hava akımının dirsekten sonraki farklı konumlarda oluşan basınç değişimleri	40
Şekil 4-10 Dirsek çıkışından itibaren farklı konumlardaki (x_1 , x_{50} , x_{100} , x_{150} , x_{200} , x_{250} vb) hız değişimleri.....	41
Şekil 4-11 Dört farklı giriş hızı için dirsek çıkışından itibaren farklı mesafelerdeki hız gradyenleri	42
Şekil 4-12 Dört farklı giriş hızı için dirsek çıkışından itibaren farklı L/D değerlerindeki hız gradyenleri	43



TABLOLAR DİZİNİ

	Sayfa No
Tablo 3-1 Havanın bazı sıcaklıklardaki özkütle ve dinamik viskozite değerleri (Cengel and Cimbala, 2006).....	17
Tablo 3-2 Ekleme parçası sürtünme faktörü (f_k) (Crane,1982)	18
Tablo 3-3 90° deve boynu dirsek için sürtünme kaybı katsayısı (k) (Crane, 1982)	18
Tablo 3-4 T akış türüne göre sürtünme kaybı katsayıları (Crane,1982)	18
Tablo 3-5 Reynolds sayıları kullanılarak hesaplanan türbülans yoğunlukları	23
Tablo 3-6 İterasyon sayısına bağlı olarak hesaplanan basınç kayıp değerleri.....	25
Tablo 4-1 Süt sağım tesisinin ana vakum hattında deneysel ölçülen basınç kayıpları	28
Tablo 4-2 Dijital hava hızı ölçer kullanılarak gerçekleştirilen denemelerdeki toplam basınç kaybının belirlenmesine ilişkin analitik hesaplama sonuçları	30
Tablo 4-3 ANSI/ASABE eşitlikleri ile basınç kaybının belirlenmesine ilişkin gerçekleştirilen hesaplama sonuçları	32
Tablo 4-4 Farklı akış hızlarında elde edilen deneysel ve CFD basınç kayıpları sonuçlarının karşılaştırılması.....	35
Tablo 4-5 Ölçülen ve farklı CFD türbülans modelleri ile hesaplanan basınç kayıplarının istatistiksel karşılaştırması	36
Tablo 4-6 Dört farklı giriş hızı için dirsek çıkışından itibaren farklı konumlardaki ve L/D değerlerindeki hız gradyanları	42



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

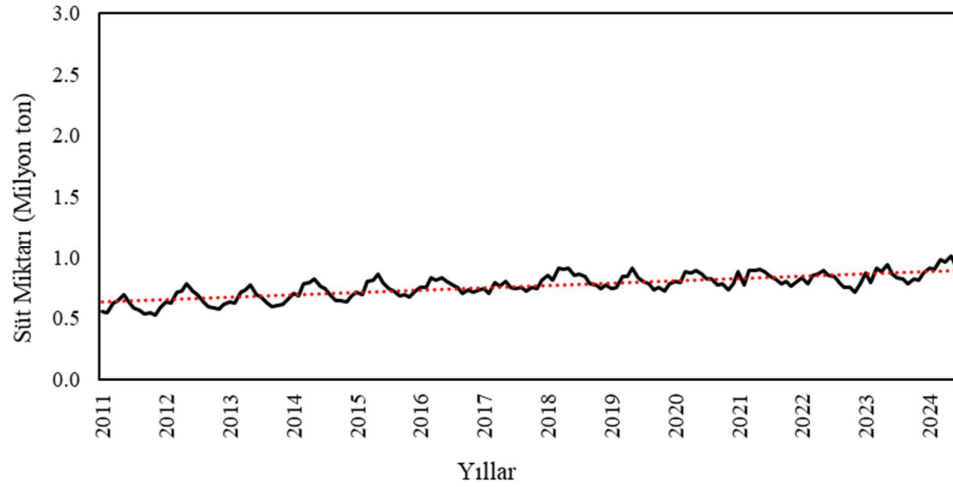
<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
L_p	Boru uzunluğu
f	Darcy-Weisbach sürtünme faktörü
D	Boru iç çapı
g	Yerçekimi ivmesi
h_1	U manometrenin yüksek basınç noktası (A) ile cam boru içerisinde havayla sıvının temas ettiği (C) noktalar arası yükseklik farkı
h	U manometrenin düşük basınç noktası (B) ile cam boru içerisinde havayla sıvının temas ettiği (D) noktalar arası yükseklik farkı
ρ_s	U manometrede kullanılan ölçüm sıvılarının özkütlesi
ρ_h	Havanın özkütlesi
ρ_b	Benzinin özkütlesi
ΔP	Boru hattında ölçüm noktaları (A ve B) arasındaki basınç kaybıdır
V	Ortalama akış hızı
μ	Dinamik viskozite
ε	İç yüzey pürüzlülüğü
T	Sıcaklık
k	Sürtünme katsayısı
f_k	Sürtünme faktörü
R	Dirsek eğrilik yarıçapı
ΔP_f	Düz borudaki basınç kaybı
ΔP_k	Yerel basınç kaybı
Q	Hacimsel debi
A	Hava hızı ölçümü yapılan borunun alanı
Re	Reynolds sayısı
R^2	Belirleme katsayısı
$\vec{V}$	Vektör operatörü
$\vec{V}$	Ortalama hız vektörü
P	Statik basınç
ΔP_i	Ölçülen basınç kaybı
$\Delta P_{i,CFD}$	Hesaplanan basınç kaybı
dv/dx	Hız değişimi

<u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklama</u>
ILO	Uluslararası Çalışma Örgütü
ASAE	American Society of Agricultural Engineers
ANSI/ASABE	American National Standards Institute /The American Society of Agricultural and Biological Engineers
ASME	Amerikan Makine Mühendisleri Derneği
ISO	International Organization for Standardization
TS	Türk Standartları
TSE	Türk Standartları Enstitüsü
TEPGE	Tarımsal Ekonomi ve Politika Geliştirme Enstitüsü
FS	Full Scale (tam skala)
CFD	Computational Fluid Dynamics (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği)
CCM	Computational Continuum Mechanics (Hesaplamalı Süreklilik Mekaniği)
FAO	Food and Agriculture Organization of the United Nations (Gıda ve Tarım Örgütü)
HVAC	Heating, Ventilation, and Air Conditioning (Isıtma, havalandırma ve iklimlendirme)
TI	Turbulence Intensity (Türbülans yoğunluğu)
MAE	Ortalama Mutlak Hata
NRMSD	Normalize Edilmiş Kök Ortalama Kare Hata

1. GİRİŞ

Süt insan bünyesi için gerekli protein, yağ, karbonhidrat, bütün vitaminler ve mineral maddeleri bileşiminde yeterli ve dengeli bir şekilde bulundurulması nedeniyle temel bir gıda maddesidir (Kuraloğlu, 1998; Üçer, 2008). Süt ve sütten yapılan gıda maddelerinin insan beslenmesindeki önemi ve tüketiminin giderek artışı, süt hayvancılığı yapan işletme sayısının artmasına neden olmaktadır (Özdemir vd., 2000).

Ulusal Süt Konseyi tarafından TÜİK uzun yıllar verilerine dayanılarak hazırlanan ticari süt işletmecileri tarafından toplanan inek sütü miktarları Şekil 1-1’de verilmiştir. Bu veriler dikkate alındığında inek sütü üretiminin yıllar itibariyle artış gösterdiği görülmektedir (TÜİK, 2024; Ulusal Süt Konseyi, 2024)



Şekil 1-1 Ticari süt işletmecileri tarafından toplanan inek sütü miktarları (*Ulusal Süt Konseyi, 2024*)

Hayvanın memesinde üretilen sütün periyodik zamanlarda alınması sağım olarak adlandırılmaktadır. Sağım işlemi işletme büyüklüğüne göre elle veya makine ile yapılabilir.

Süt sağım makinaları, entansif süt sığırcılığı işletmelerinin vazgeçilmez araçları olarak tanımlanmaktadır. Bu makinalar yardımıyla bir yandan süt sağımının mekanizasyonu ve otomasyonu sağlanmakta öte yandan sütün temiz, hijyenik olarak sağılması ve süt veriminin artırılması gerçekleştirilmiş olmaktadır. Ayrıca makinalı sağımda sağım kurallarına uyulması halinde, elle sağımda ortaya çıkan meme deformasyonu da görülmemektedir (Gürhan ve Çetin, 1998).

Günümüzde sağım makineleri, fonksiyonel organlarının yerleşimi ve sütün toplanma şekline bağlı olarak üç grupta toplanabilmektedir. Bunlar;

- a- Taşınabilir (mobil) sağım makineleri,
- b- Sabit süt borulu sistemleri
- c- Otomatik robotik sağım makineleri (Yıldız vd., 2008).

Sağılan süt, taşınabilir (mobil) ve kovalı sağım sistemlerinde bir kova ya da güğüme toplanırken borulu sağım sistemlerinde sabit bir süt tankında toplanmaktadır. Süt borulu sağım sistemleri iki bölümden oluşmaktadır. İlk bölüm sağımın gerçekleştiği odada bulunmaktadır. Bu bölümde üzerinde nabız aygıtı (pulsatör) olan nabız hattı bulunmaktadır. Bu nabız aygıtları her bir sağım başlığına bağlı olup meme başlıklarına vakum ve atmosfer basıncı göndererek sağımın gerçekleşmesini sağlamaktadır. Sağım başlıklarından sağılan süt hava ile karışarak kısa süt hortumları ile süt hattına iletilmektedir. Süt hattı, sağılan sütün toplanmasının gerçekleştirildiği süt toplama kabına (receiver) ulaşarak son bulmaktadır. İkinci bölüm ise süt toplama kabı ile vakum pompası arasındaki ana vakum hattını oluşturmaktadır. Ana vakum hattı, havayı vakum sisteminin çeşitli bölümlerine dağıtmaktadır ve üzerine monte edilmiş olarak bulunan ayırım kabı (süt kapağı), vakummetre, regülatör, vakum tankı ve vakum pompası bulunmaktadır.

Ana vakum hattı, sağım tesisinin isteklerine göre cam, plastik, galvaniz ya da paslanmaz metalden oluşturulabilmektedir. Ana vakum hattı yani düz iletim hatlarında meydana gelen kayıplar “sürekli basınç kayıpları” olarak adlandırılırlar ve bu hatların uzunluğuna ve geçen hava hızına bağlı olarak sürekli basınç kayıpları önemli oranda artış gösterirler. Bunun yanında ana vakum hattı üzerine konumlandırılan vakum basıncı ölçme noktaları ve hat üzerinde bulunan ekleme parçaları (T bağlantılar, dirsekler, vanalar vb.) hava akışında kayıplara yol açmaktadır. Bu kayıplar “yerel basınç kayıpları” olarak adlandırılmaktadır. Yerel basınç kayıpları genel olarak düz iletim hatlarında meydana gelen sürekli basınç kayıplarından daha azdırlar. Ancak bazı durumlarda örneğin kısa boru hatlarında çok fazla ekleme parçası bulunması durumunda yerel kayıplar, sürekli kayıplardan daha büyük değerlere ulaşabilmektedir. Bu yüzden pompa emme hatlarında, vanalarda, yön değiştirme parçalarında ve farklı çaplı geçiş konumlarında yerel kayıplar, kısa düz borulardaki basınç kayıplarından daha fazla olabileceği için

sistem tasarımı dikkate alınması gerekmektedir (Cengel and Cimbala, 2006; Daugherty and Franzini, 1965).

Çalışmada, süt borulu sağım tesisinin ana vakum hattında oluşan basınç kayıplarının sayısal, deneysel ve analitik olarak incelenmesi amaçlanmıştır. Ayrıca, yapılan çalışma ile süt borulu sağım tesislerinin projelendirme ve işletmesine yönelik mühendislik uygulamaları açısından sektörün gelişmesine katkı sağlanması amaçlanmıştır.



2. GENEL BİLGİLER

Çeşitli akışkanların düz boru, dirsek ve ekleme parçalarında meydana getirdiği basınç kayıplarıyla ilgili farklı çalışmalar mevcuttur. Bu çalışmalarda öncelikle akış ve basınç kaybı deneysel olarak incelenmiştir. Son dönemlerde hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin kullanımının yaygınlaşmasıyla simülasyon çalışmaları da gerçekleştirilmeye başlanmış ve akış hattı üzerindeki farklı noktalarda oluşan basınç kayıpları detaylı olarak incelenmiştir. Basınç kayıplarıyla ilgili gerçekleştirilen çalışmalara aşağıda yer verilmiştir.

Spencer (1993), süt sağım sistemleri ana vakum hatlarında boru boyutlandırması için hava akışına, boru çapına, uzunluğuna ve bağlantı parçası sayısına göre boyutu kesin olarak belirlemek için vakum basınç kaybı tabloları oluşturmuştur. Ayrıca vakum hattında basınç kaybı değerini 0.85 ile 1.7 kPa arasında olmasını önerirken 2.5 kPa'ı aşmaması gerektiğini belirtmiştir. Reinemann (2019), vakum pompası ve süt tankı arasındaki ana vakum hattında basınç kaybının 2 kPa değerini aşmaması gerektiğini belirtmiştir. Berry et al. (2005), ISO 5707 standardına göre vakum hattındaki basınç kayıplarının pompa kapasitesinin %5'ini geçmemesi gerektiğini ifade etmiştir. Clarke (1983), süt sağım tesislerindeki vakum hatlarında oluşan basınç düşüşlerinin hesaplanmasında kullanılabilecek sıkıştırılamaz, izotermal ve adyabatik akış denkliklerini 30, 50 ve 70 L s^{-1} hava akış hızında karşılaştırmıştır. Karşılaştırmada vakum hatlarındaki borularda üç yöntem arasında önemli bir fark olmadığını, akışın sıkıştırılamaz olduğunun varsayılacağını ve basit olarak Darcy-Weisbach eşitliğinin kullanılabileceğini belirtmiştir. Ayrıca araştırmacı, laboratuvar koşullarında 28 ve 48 mm iç çapa sahip iki farklı paslanmaz çelik boru ile 10 m lik test uzunluğunda basınç kayıplarını ölçmüş ve bulunan sonuçların Darcy-Weisbach eşitliği ile uyumlu olduğunu göstermiştir.

Ana vakum hattının projelendirilmesinde her sağım tesisi için tesisin özelliklerine bağlı olarak farklı bir sistem kurulması gerekmektedir. Bu hatlar, dinamik performans ve vakum düşüşünü en aza indirecek şekilde ölçülendirilmelidir. Fakat sağım tesisinin ana vakum hatlarında basınç kayıplarıyla ilgili sınırlı sayıda bilimsel çalışma bulunmaktadır (Clarke, 1983; Spencer, 1993; Berry et al.; 2005 Reinemann, 2019). Standartlar ve öneriler genellikle boru

hatlarının enerji israfını en aza indirmek için hat boyunca vakum düşüşlerini belirli seviyelerin altında olacak şekilde boyutlandırılması gerektiğini belirtmektedir (Tan et al., 1993). Ana vakum hatlarında pompa kapasitesi, ineklerin sağımına uygun olan 50 kPa vakum basıncı ile çalışırken toplam süt sağma ünitesi sayısına yeterli olmalıdır. Bu hava kapasitesi tasarıma göre değişiklik gösterebilmekle birlikte genel olarak 20 üniteli tesisler için ünite başına 70 Lmin⁻¹'den 5-10 üniteli daha küçük tesisler için 85 Lmin⁻¹'e kadar değişebilmektedir (FAO, 2024). Bu durum göz önünde bulundurularak uygun hat tasarımı ve uygun güçte vakum pompasının seçilmesiyle enerji verimliliği ve maliyetlerin düşürülmesi hedeflenmektedir.

Hava hatlarının iç çapı, vakum düşüşünün sağım makinasının çalışmasını etkilemeyecek kadar büyük boyutlarda olmalıdır. Süt sağım tesisi ANSI/ASABE standardına göre test edildiğinde süt toplama kabı ve regülatörün yakınından yapılan vakum basıncı düşüşü 1 kPa'ı geçmemelidir. Ayrıca süt toplama kabı ve vakum pompası arasındaki vakum düşüşü plastik esaslı borudan imal edilen hatlar için 2 kPa'ı geçmemelidir (ANSI/ASABE, 2016).

Cürebal (2016), çalışmasında hava, su ve doğalgazın farklı çaplardaki 90°'lik dirsekteki akışını farklı türbülans modellerinde incelemiş ve deneysel sonuçlara en yakın üç boyutlu çözüm modelini SST k- ω olarak belirlemiştir. Dirseklerde yerel kayıp katsayılarının boru çapı ve akışkan hızının artmasıyla azaldığını ortaya koymuştur.

Mossad et al. (2009), çalışmalarında 90°'lik keskin bir dirsek içerisindeki türbülanslı hava akışının sayısal ve deneysel incelemesini gerçekleştirmişlerdir. Araştırmacılar simülasyon çalışmalarında ANSYS Fluent yazılımını kullanmış ve üç farklı türbülans modelini incelemişlerdir. Çalışma sonucunda Realizable k- ϵ modelinin en iyi sonuç verdiğini belirtmişlerdir.

Bayu (2016), yolcu treni vagonlarında iç hava akışının dağılımını araştırmıştır. Çalışmada, yolcu treni vagonu, CATIA ve ANSYS programlarında model oluşturularak simüle edilmiş ve FLUENT (ANSYS 14.5) yazılımı kullanılarak CFD analizi gerçekleştirilmiştir. Araştırmacı, iç mekan hava akışı simülasyonunun düşük hızlı sıkıştırılmaz akış kategorisine girdiğini belirtmiş ve çalışmasında basınç tabanlı bir çözücü kullanmıştır.

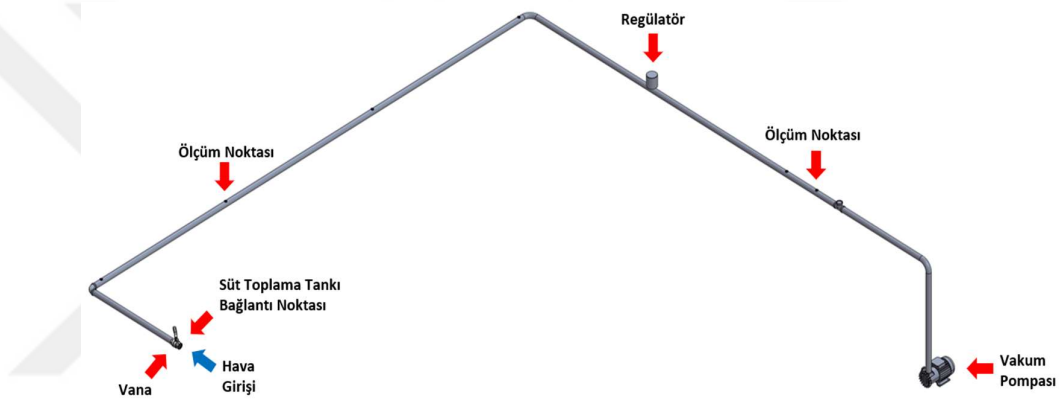
Alsaleem (2017), çalışmasında hem düz kanal sistemleri hem de dik açılı dirsekler dahil olmak üzere dairesel ve dikdörtgen kesitli kanallardaki havanın

türbülanslı akış davranışını belirlemek ve analiz etmek için START CCM+ yazılımı kullanılarak CFD analizi gerçekleştirmiştir. Geometride yüzey bölümünde büyüme faktörü 1.7 ve eleman boyutu 50 mm olarak seçilmiştir. Ağ yapıları 0.2, 0.4, 0.6 m çaplı borular için sırasıyla 1781788, 2147000, 4049269 eleman sayılı olarak oluşturulmuştur. Analizlerde akışkan sıkıştırılmaz ve kararlı akım kabul edilmiş, taşınım eşitlikleri tam dolu akış koşulları dikkate alınarak çözümlenmiştir. Analizler 3, 6 ve 9 ms⁻¹ olmak üzere üç farklı giriş hızında yapılmıştır. Analizler sonucunda hız ve basınç profilleri elde edilmiştir. Ayrıca, hem hız hem de basınç profillerine dayanarak tam gelişmiş türbülanslı akışın nerede elde edildiğini belirlemek için kullanılabilen bir dizi dairesel ve dikdörtgen kanal geometrisi için sayısal matematiksel korelasyonlar geliştirmiştir. Sonuç olarak, dairesel kanallardaki türbülanslı akışın CFD analizi ve çeşitli kanal boyutları ve Reynolds sayıları aralığını temsil eden akış koşulları için hız ve basınç profilleri analiz edilmiştir. Sonuçlar, hem hız hem de basınç yaklaşımları için akışın gelişen uzunluğunun, hız ve/veya kanal boyutunun artmasıyla arttığını ortaya koymuştur. Aynı Reynolds sayılarına sahip akış durumlarında, akışın gelişen uzunluğunun aynı kaldığını gözlemlemiştir. Dairesel kanallarda tam gelişmiş akış koşuluna ulaşmak için daha büyük Reynolds sayısı değerleri olması gerektiği, dolayısıyla gelişmiş akışın Reynolds sayısına bağlı bir değişken olduğunu belirtmiştir. Ayrıca çalışma kapsamında sayısal model sonuçlarını doğrulamak için her kanal akış modelinin basınç düşüşü değerleri, bilinen Darcy-Weisbach eşitliği ile belirlenen basınç kayıpları sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak dairesel ve dikdörtgen kesitli boruda 346300 Reynolds sayısına sahip yüksek türbülanslı akış durumları için CFD model sonuçları, Darcy-Weisbach eşitliği ile en yüksek hata oranları sırasıyla %4.4 ve %7 ile iyi bir uyum gösterdiğini belirlemiştir.

3. GEREÇ ve YÖNTEM

3.1. Materyal

Çalışma, EÜ Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları ve Teknolojileri Mühendisliği Bölümü Süt Sağım Teknolojileri Laboratuvarında kurulan deneme düzeninde gerçekleştirilmiştir (Şekil 3-1). Kurulan süt borulu sağım tesisi deniz seviyesinde (0-300 m) olup, vakum pompası, ana vakum hattı, regülatör, süt toplama tankı bağlantı noktası, ölçüm noktaları ve ölçüm elemanlarından oluşmuştur.



Şekil 3-1 Süt borulu deneme düzeninin şematik görünümü

3.1.1. Deney Düzeni

3.1.1.1. Vakum Pompası

Deneme düzenine hava, bir vakum pompası yardımıyla sağlanmaktadır. Kullanılan vakum pompası Westfalia RPS 400 (GEA Farm Technologies GmbH, 2024) olup yağlı tip bir vakum pompasıdır. İçerisinde döner kanatlı bir rotor bulunmakta ve bu kanatların pozitif yer değiştirmesi ile vakum oluşmaktadır. Vakum pompasında kullanılan elektrik motorunun çalışma voltajı 220 V, çektiği akım 7.5 A, devir sayısı 1400 min^{-1} , $\cos\phi$ değeri 0,96 ve gücü 1,1 kW'tır.

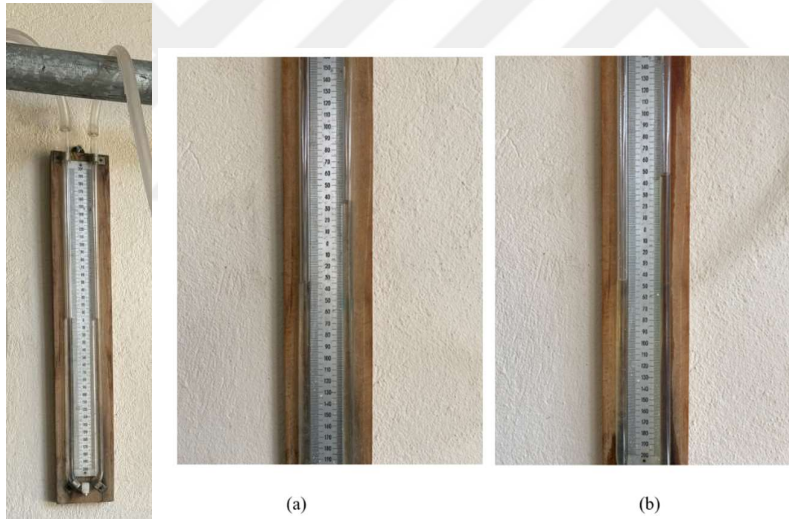
3.1.1.2. Ana Vakum Hattı

Deneme düzeninde hava hattı, anma çapı $1 \frac{1}{2}$ " (dış çap: 48.6 mm, iç çap: 42.3 mm) olan galvaniz borudan oluşmaktadır. Hat üzerinde iki adet deve boynu dirsek ve bir adet standart dirsek bulunmaktadır.

3.1.2. Ölçüm Aletleri

3.1.2.1. U Manometre

İki ölçüm noktası arasındaki fark basıncının ölçümünde cam borudan imal edilmiş U manometre kullanılmıştır. U manometrede cam borularının uzunluğu 500 mm olup, cam boruların iç çapı 5.3 mm dir. U manometrenin içerisine konulan ölçüm sıvısının basınca bağlı olarak seviye değişikliği, cam borular arasına yerleştirilen mm hassasiyetli bir cetvel üzerinden okunabilmektedir. Denemelerde, u manometrenin içerisinde ölçüm sıvısı olarak saf su ve benzin kullanılmıştır (Şekil 3-2).



Şekil 3-2 U manometre, ölçüm sıvısı saf su (a) ve benzin (b)

3.1.2.2. Analitik terazi

U manometrede fark basıncının ölçülmesinde kullanılan saf su ve benzinin özkütleleri özkütle ölçme özellikli Precisa XB 220A (Precisa Gravimetrics AG, Switzerland) analitik terazi ile tekerrürlü olarak belirlenmiştir. Terazinin kapasitesi 220 g ve hassasiyeti 0,1 mg'dır (Şekil 3-3).



Şekil 3-3 Precisa XB 220A analitik terazi

3.1.2.3. Çok fonksiyonlu ölçer

Süt sağım tesisinin ana vakum hattındaki hava hızı ve basınç farkı ölçümünde çok fonksiyonlu dijital ölçer (Testo 480, Testo GmbH, Germany) kullanılmıştır (Şekil 3-4).

Dijital fark basınç ölçerin ölçüm aralığı: -100...+100 hPa, 0...+25 hPa basınç aralığındaki doğruluğu $\pm 0.3 \text{ Pa} + \%1$ ölçüm değeri ve çözünürlüğü 0.001 hPa dır.

Hava hızı ölçümünde kullanılan dijital hava hızı ölçer pervane tipidir. Hava hızı ölçerin pervane çapı 16 mm, ölçüm aralığı $0.6 \dots +50 \text{ ms}^{-1}$, doğruluğu $\pm 0.2 \text{ ms}^{-1} + \%1$ ölçüm değeri ve çözünürlüğü 0.1 ms^{-1} dir.



Şekil 3-4 Çok fonksiyonlu ölçüm cihazı

3.2. Yöntem

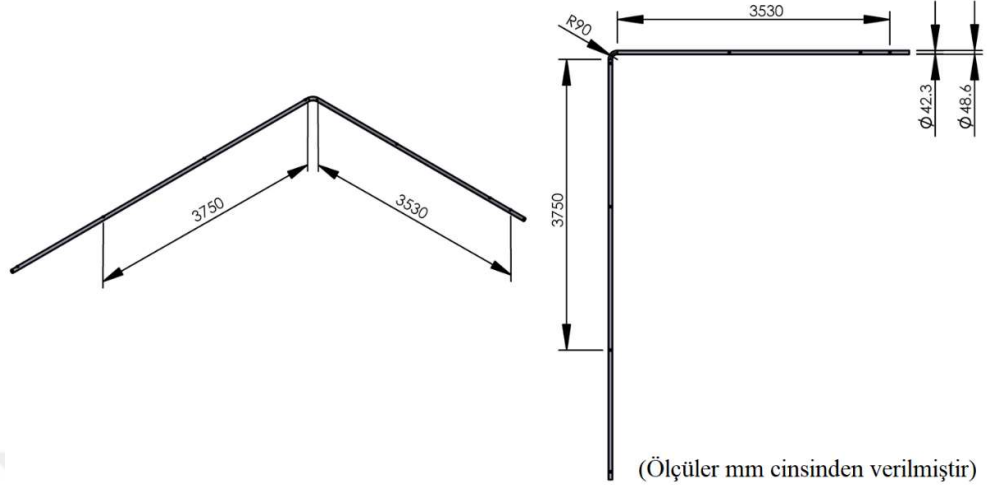
Çalışma üç aşamada yürütülmüştür.

1. Deneysel Çalışmalar
2. Analitik Çalışmalar
3. Sayısal Analizler (CFD)

3.2.1. Deneysel Çalışmalar

Bu deneme düzenine hava, vakum pompası ile sağlanmıştır. Pompa debisi, ana vakum hattı girişine yerleştirilen bir vana yardımıyla ayarlanmıştır.

Basınç kayıp ölçümleri, tesisin ana vakum hattının 7.28 m'lik bölümünde gerçekleştirilmiştir. Denemelerde regülatör devre dışı bırakılmıştır. Ana hat üzerinde ölçüm noktalarına ilişkin detaylar Şekil 3-5 de verilen bölümde ölçülmüştür.



Şekil 3-5 Ana vakum hattında basınç kayıp ölçüm noktalarına ilişkin detaylar

Basınç kayıplarının ölçümünde çeşitli literatürlerde de belirtildiği üzere türbülans etkileşiminin en az olması amacıyla parça giriş ve çıkışındaki basınç değerlerinin eklemeler parçalarının girişinden ve/veya çıkışından en az boru iç çapının 5 veya 10 katı mesafede olması önerilmektedir (Cengel and Cimbala, 2006; Ntengwe et al., 2015; TS, 2019). Bilgen (2019), özellikle sağım tesisleri için ana vakum hattının, hat üzerinde bulunan sağım tesisi elemanlarının (vakum tankı, regülatör vb.) ve hat üzerinde yer alan eklemeler parçalarının oluşturduğu basınç kayıplarının ölçüm noktalarının, hava türbülanslarından etkilenmemesi için dirsek, T bağlantı veya diğer bağlantı elemanlarından uzaklığı boru çapının en az beş katı olacak şekilde yerleştirilmesi gerektiğini belirtmiştir.

Basınç kayıplarının ölçümünde ana vakum hattı üzerinde iki ölçüm noktası belirlenmiştir (Şekil 3-1). Bu ölçüm noktalarından basınç değerleri ölçümüne ilişkin çeşitli basınç ölçerler ile ön denemeler gerçekleştirilmiştir. Yapılan bu ön denemelerde vakum hava hatlarındaki basınç düşüşü değerlerinin oldukça küçük değerlerde olduğu gözlenmiştir. Basınç değerlerinin ölçüm sonuçlarının doğruluğundan emin olmak amacıyla iki farklı basınç farkı ölçüm yöntemi (U manometre ve dijital fark basınç ölçer) kullanılmıştır.

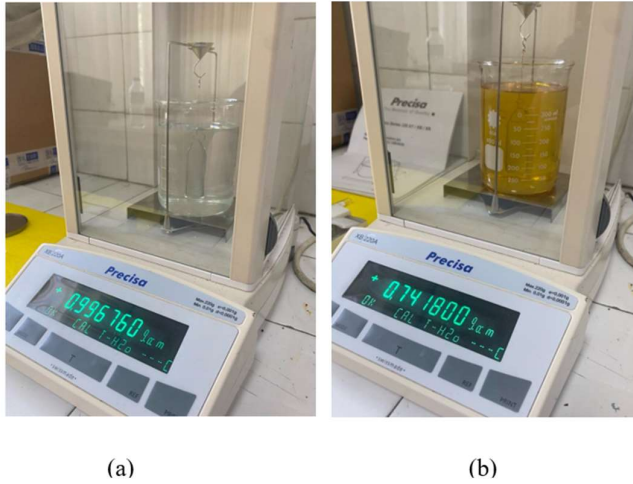
U manometre ile basınç farkı ölçümünde, ölçüm noktaları arasına eşit uzunlukta şeffaf esnek plastik hortumlar bağlanmıştır. U tüpü içerisinde ölçüm sıvısı olarak saf su ve daha hassas ölçüm yapılabilmesi için özkütlesi sudan daha düşük olan benzin kullanılmıştır. U manometresinin konumlandırılması sırasında

su terazisi kullanılarak ölçüm doğruluğu kontrol edilmiştir. U manometre ile okunan değerler ölçüm anında fotoğraflanarak kaydedilmiştir (Şekil 3-6).



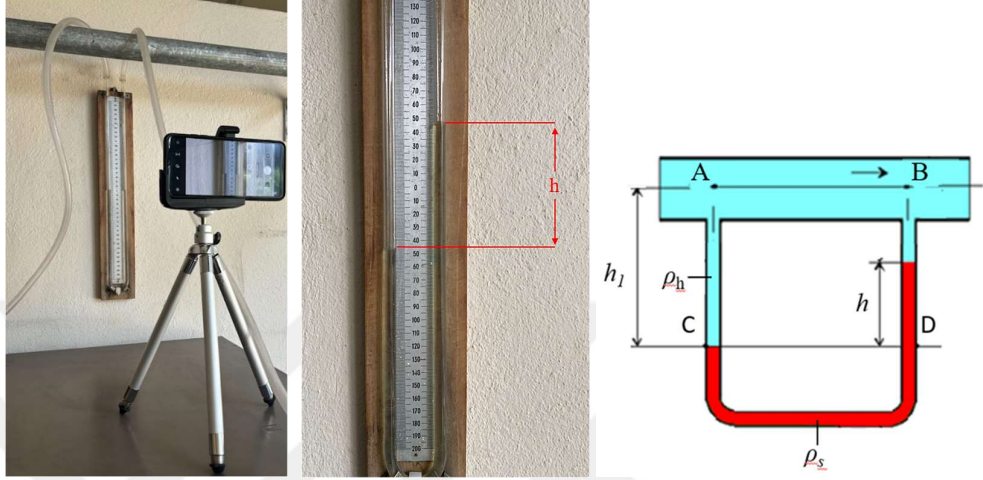
Şekil 3-6 U manometrenin su terazisi ile konumlandırılması ve basınç farkı ölçümünün kaydedilmesi

U manometre borusu içinde kullanılan saf su ve benzinin özkütleleri analitik terazi ile belirlenmiştir. Özkütle değerleri saf su için 0.996760 g/cm^3 , benzin için 0.741800 g/cm^3 olarak ölçülmüştür (Şekil 3-7).



Şekil 3-7 Saf su (a) ve benzin (b) özkütle ölçümü

Akışkanıniletildiği boru hattındaki basınç farkının U manometre ile belirlenmesine ilişkin hesaplama yöntemi aşağıda açıklanmıştır (Şekil 3-8). A ve B noktaları, akışkanıniletildiği boru hattındaki basınç ölçüm noktalarıdır.



Şekil 3-8 U manometre ile basınç farkı ölçümü

$$P_C = P_D$$

$$P_A + \rho_h g h_1 = P_B + \rho_h g (h_1 - h) + \rho_s g h$$

$$P_A - P_B = \rho_h g h_1 - \rho_h g h + \rho_s g h - \rho_h g h_1$$

$$P_A - P_B = g h (\rho_s - \rho_h)$$

$$\Delta P = g h (\rho_s - \rho_h) \quad (1)$$

Eşitlikte; P_C , (C) noktasında oluşan basınç; P_D , (D) noktasında oluşan basınç; P_A , (A) noktasında oluşan basınç; ρ_h , havanın özkütlesi (kgm^{-3}); g , yerçekimi ivmesi (ms^{-2}); h_1 , U manometrenin yüksek basınç noktası (A) ile cam boru içerisinde havayla sıvının temas ettiği (C) noktalar arası yükseklik farkı; P_B , (B) noktasında oluşan basınç; h , U manometrenin düşük basınç noktası (B) ile cam boru içerisinde havayla sıvının temas ettiği (D) noktalar arası yükseklik farkı; ρ_s , U manometrede kullanılan ölçüm sıvılarının (su ve benzin) özkütlesi (kgm^{-3}); ΔP , boru hattında A ve B noktaları arasındaki basınç kaybıdır (Pa).

U manometrenin iki cam kolu içerisinde yer alan sıvıların yükseklik farkı okunarak (1) nolu eşitlik yardımıyla Pa cinsinden basınç farkı değerleri hesaplanmıştır (Şekil 3-8). Hesaplamalarda özkütle değerleri su ve benzin için ölçülen değerler ve havanın özkütlesi için ölçümlerde kaydedilen hava sıcaklığına bağlı hesaplanan değerler dikkate alınmıştır. Ayrıca U manometrenin cam

borularının iç çapına bağlı kılcallık etkisi, iki cam boru arasına yerleştirilen ölçüm skalasının sıfır “0” değerine göre negatif ve pozitif konumlandırılması nedeniyle kılcallık etkisi ölçümlerde ortadan kalkmıştır. U manometre ile basınç farkı ölçümlerinde ana vakum hattındaki hava hızı ölçümleri çok fonksiyonlu pervane tipi dijital hava hızı ölçer ile gerçekleştirilmiştir.

Dijital fark basınç ölçer ve U manometre ile yapılan basınç farkı ölçümünde, ölçüm noktaları arasına yerleştirilen şeffaf esnek plastik hortumlardan yararlanılmıştır (Şekil 3-8). Ölçüm noktalarından gelen hortumlar, dijital fark basınç ölçerin altında bulunan pozitif ve negatif bağlantı uçlarına herhangi bir hava kaçağına neden olmayacak şekilde sıkıca bağlanmıştır. Dijital hava hızı ölçer ile hava hızının ölçülmesi amacıyla ana vakum hattı girişine, anemometrenin ölçüm ucunu (probu) yerleştirebilmek amacıyla hat ile aynı iç çapa sahip PE boru eklenmiş ve ölçüm kurallarına uygun mesafeye anemometrenin ölçüm ucunun (probu) girebileceği kadar bir delik açılmıştır. Dijital hava hızı ölçerin pervane tipli ölçüm ucu (probu), PE boru içerisine boru merkezine gelecek ve deneme süresince sabit kalacak şekilde yerleştirilmiştir. Ölçüm ucunun yerleştirildiği boru delik kenarlarından hava girişi nedeniyle oluşacak türbülans etkisini önlemek amacıyla, bu bölüm herhangi bir hava girişi olmayacak şekilde konumlandırılmıştır. Vakum pompa debisi, hat üzerindeki vana yardımıyla ayarlanarak farklı hava debi değerlerindeki hava hızları ölçülmüştür. Her bir hava hızı değerine karşılık gelen basınç kaybı değeri de aynı anda ölçülerek kaydedilmiştir (Şekil 3-9).

Ölçümler esnasında hava sıcaklığı değerleri de ölçülerek kaydedilmiştir. Ölçülen hava hızı değerleri, ölçümü gerçekleştirilen boru iç çapı ile ilişkilendirerek hacimsel debi değeri hesaplanmıştır. Ölçümler esnasında herhangi bir kesit daralması oluşmaması açısından tüm deneme süresince cihaz ve hortumlar sabit kalacak şekilde yerleştirilmiştir.



Şekil 3-9 Çok fonksiyonlu ölçer ile hava hızı ve basınç farkı ölçümü

Hava hızı ölçümü yapılan borunun kesit alanı, A olmak üzere ölçülen hava hızları dikkate alınarak hacimsel debi değerleri hesaplanmıştır (Eşitlik 3).

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (2)$$

$$Q = AV \quad (3)$$

Eşitliklerde; D , hava hızı ölçümü yapılan borunun iç çapı (m); V , hava hızı (ms^{-1}); Q , hacimsel debi (m^3s^{-1}).

3.2.2. Analitik Çalışmalar

Denemesi gerçekleştirilen ana vakum hattındaki basınç kayıpları, düz boru basınç kaybı ve yerel basınç kaybı eşitlikleri yardımıyla belirlenmiştir.

Düz boru basınç kaybı

Ana vakum hattındaki düz borulardaki basınç kaybı Darcy-Weiasbach eşitliği yardımıyla hesaplanmıştır. Düz bir boruda tam gelişmiş türbülanslı akış için

Darcy-Weisbach sürtünme faktörü ve Reynolds sayısı değerleri Eşitlik (4), (5) ve (6) kullanılarak hesaplanmıştır (Cengel and Cimbala, 2006; Munson, et al., 2006; White, 2001).

$$\Delta P_f = f \frac{L_p}{D} \frac{\rho_h V^2}{2} \quad (4)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} \right)^{1.11} \right] \quad (5)$$

$$Re = \frac{\rho_h V D}{\mu} \quad (6)$$

Eşitliklerde; ΔP_f , düz borulardaki basınç kaybı (Pa); V , boru içindeki ortalama akış hızı (ms^{-1}); D , boru iç çapı (m); L_p , boru uzunluğu (m); ρ_h , havanın özkütlesi (kg m^{-3}); f , Darcy-Weisbach sürtünme faktörü; ε , boru iç yüzey pürüzlülüğü (m); Re , Reynolds sayısı; μ , dinamik viskozite ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$).

Denemede kullanılan borunun anma çapı 1 1/2" olup dış çapı 48.6 mm, et kalınlığı 3.15 mm ve iç çapı 42.3 mm olup uzunluğu (L_p) 7.28 metre olarak ölçülmüştür.

Çengel and Cimbala (2006), galvaniz borular için iç yüzey pürüzlülüğünü 0.15 mm olarak belirtmişlerdir. Yapılan bir başka çalışmada ise galvaniz boru için iç yüzey pürüzlülüğü 0.07-0.23 mm arasında değişmektedir (Medina et al., 2017). Düz (2017) yaptığı çalışmada galvaniz borular için kabul edilen iç yüzey pürüzlülüğünü 0.0954 mm olarak almış ve yeni üretilmiş boruda ölçüm yaparak 0.078 mm sonucuna ulaşmış ve iki değeri karşılaştırmıştır. Yapılan literatür çalışması sonucunda galvaniz boru için iç yüzey pürüzlülüğün 0.07 ile 0.23 mm arasında değiştiği görülmektedir. Tez çalışmasında yapılan analitik hesaplamalarda iç yüzey pürüzlülüğü 0.08 mm kabul edilmiştir.

Havanın bazı sıcaklıklardaki özkütle ve dinamik viskozite değerlerindeki değişimi Tablo 3-1'de verilmiştir (Cengel and Cimbala, 2006).

Tablo 3-1 Havanın bazı sıcaklıklardaki özkütle ve dinamik viskozite değerleri (Cengel and Cimbala, 2006)

Sıcaklık	Havanın özkütlesi	Dinamik viskozite
$T (^{\circ}\text{C})$	$\rho_h (\text{kg/m}^3)$	$\mu (\text{kg/ms} \times 10^{-5})$
0	1.292	1.723
5	1.268	1.754
10	1.246	1.778
15	1.225	1.802
20	1.204	1.825
25	1.184	1.849
30	1.164	1.872
40	1.127	1.918
50	1.093	1.963
60	1.060	2.008
70	1.028	2.052
80	1.000	2.096
90	0.972	2.139
100	0.947	2.181

Havanın özkütlesi ve dinamik viskozitesinin hava sıcaklığına bağlı değişimine ilişkin regresyon analizleri yapılmış ve hava sıcaklığı-özkütle değişimi (7) nolu, hava sıcaklığı-dinamik viskozite değişimi (8) nolu eşitlikte verilmiştir.

$$\rho_h = -3 \times 10^{-3} \times T^3 + 2 \times 10^{-5} \times T^2 - 0.0047T + 1.292 \quad R^2 = 0.999 \quad (7)$$

$$\mu = 4 \times 10^{-8} \times T^3 - 9 \times 10^{-6} \times T^2 - 0.0051T + 1.7274 \quad R^2 = 0.999 \quad (8)$$

Denemelerde ortamın hava sıcaklığı ortalama olarak 26.5 °C ölçülmüş, bu sıcaklıktaki havanın özkütlesi $\rho_h=1.178 \text{ kgm}^{-3}$ ve dinamik viskozitesi $\mu=1.855 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$ olarak hesaplanmıştır.

Yerel basınç kaybı

Ana vakum hattındaki ekleme parçalarındaki yerel basınç kaybı (ΔP_k) (9) numaralı eşitlik dikkate alınarak belirlenmiştir.

$$\Delta P_k = k \frac{\rho_h V^2}{2} \quad (9)$$

Sürtünme katsayısı, hat üzerinde yer alan 1 adet 1½" anma çaplı 90° deve boynu dirsek (iç çapı $D=40 \text{ mm}$ ve dirsek eğrilik yarıçapı $R=90 \text{ mm}$) için ve ölçüm

noktaları arasında basınç kaybı oluşturan regülatör çıkışı ve farklı noktalarda ölçüm çıkışı olarak yer alan T geçiş parçaları için belirlenen yerel basınç kaybı katsayısı değerlerin toplamıyla hesaplanmıştır. Ekleme parçaları ve düz boruda oluşan sürtünme katsayılarına ilişkin veriler Tablo 3-2 ve Tablo 3-3’de verilmiştir.

Tablo 3-2 Ekleme parçası sürtünme faktörü (f_k) (Crane,1982)

İç çap (D)	$\frac{1}{2}"$	$\frac{3}{4}"$	1"	$1\frac{1}{2}"$	2"	$2\frac{1}{2}"$ -3"	4"
Ekleme parçası sürtünme faktörü (f_k)	0.027	0.025	0.023	0.021	0.019	0.018	0.017

Tablo 3-3 90° deve boynu dirsek için sürtünme kaybı katsayısı (k) (Crane, 1982)

R/D	k	R/D	k	R/D	k
1	$20 f_k$	6	$17 f_k$	14	$38 f_k$
2	$12 f_k$	8	$24 f_k$	16	$42 f_k$
3	$12 f_k$	10	$20 f_k$	18	$46 f_k$
4	$14 f_k$	12	$34 f_k$	20	$50 f_k$

Tablo 3-4 T akış türüne göre sürtünme kaybı katsayıları (Crane,1982)

T akış türü	k
Azalan çaplı düz akış	$5 f_k$
Aynı çaplı düz akış	$20 f_k$
Aynı çaplı dallanan akış	$60 f_k$

Deve boynu dirsek için sürtünme faktörü $f_k=0.021$ olarak belirlenmiş (Tablo 3-2) ve $R/D=2.25$ yardımıyla Tablo 3-3 ten ($k=12f_k$) sürtünme kaybı katsayısı $k=0.252$ olarak hesaplanmıştır.

Boru üzerinde basınç kaybı oluşturan T geçiş parçaları için Tablo 3-2’ye göre $1\frac{1}{2}"$ boru için sürtünme faktörü $f_k=0.021$ olarak belirlenmiş ve Tablo 3-4’de bulunan azalan çaplı düz akış eşitliği ($k=5f_k$) dikkate alınarak sürtünme kaybı katsayısı $k=0.105$ olarak hesaplanmıştır. Elde edilen sürtünme kaybı katsayısı (k) hat üzerinde sürtünme kaybı oluşturabilecek ölçüm noktası sayısı 4 adet dikkate alınarak yerel sürtünme kayıp katsayısı $k=0.42$ olarak hesaplanmıştır.

Ekleme parçalarında meydana gelen yerel basınç kaybını hesaplamak için deve boynu dirsek ve ölçüm noktalarındaki basınç kayıp katsayılarının toplamı $k=0.672$ olarak dikkate alınmış ve ekleme parçalarında meydana gelen yerel basınç kaybı (Eşitlik 9) yardımıyla hesaplanmıştır.

Ana vakum hattı boyunca oluşan toplam basınç kaybı (ΔP);

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_k \quad (10)$$

ANSI/ASABE standartlarında plastik, paslanmaz çelik ve galvaniz borularda oluşan basınç kayıplarının belirlenmesine yönelik eşitlikler bulunmaktadır. Bu eşitlikler Eşitlik (11) ve (12)'de verilmiştir.

Plastik ve paslanmaz çelik pürüzsüz malzemeden kurulu vakum hattındaki yaklaşık 3 kPa'a kadar oluşan vakum düşüşü Eşitlik (11)'deki gibi hesaplanabileceği belirtilmiştir (ANSI/ASABE, 2016).

$$\Delta P = 27.8 L_p \frac{Q^{1.75}}{D^{4.75}} \quad (11)$$

ANSI/ASABE Galvaniz malzemeden kurulu vakum hattındaki yaklaşık 3 kPa'a kadar oluşan vakum düşüşü Eşitlik (12)'deki gibi hesaplanabileceği belirtilmiştir (ANSI/ASABE, 2016).

$$\Delta P = 18.74 L_p \frac{Q^2}{D^5} \quad (12)$$

Eşitliklerde; ΔP , borudaki basınç kaybı (kPa); L_p , boru uzunluğu (m); Q , borudaki serbest hava akış debisi ($L\text{min}^{-1}$); D , boru iç çapı (mm).

3.2.3. Sayısal Analiz Çalışmaları

Akışkanlar Mekaniği, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) problemleri, akışkanın yoğunluğu ve sıcaklığındaki değişimlerin önemsiz olduğu tek fazlı akışkanlar için Newton'un ikinci yasası, Navier-Stokes ve süreklilik denklemleri ile tanımlanmakta ve çözülmektedir.

Kütlenin korunumuna ait genel denklem Eşitlik (13)'te verilmiştir (Cengel and Cimbala, 2006).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (13)$$

Kararlı akışlar için kütlenin korunumu denklemi Eşitlik (14)'te verilmiştir (Cengel and Cimbala, 2006).

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (14)$$

Belirli bir sıcaklıkta sabit viskoziteye sahip sıkıştırılmaz Newton tipi akışta Navier-Stokes denklemi Eşitlik (15)' teki gibi açıklanabilir (Cengel and Cimbala, 2006).

$$\begin{aligned} \rho \frac{D\vec{V}}{Dt} &= -\vec{\nabla}P + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V} \\ \rho \left(\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} \right) &= -\vec{\nabla}P + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V} \end{aligned} \quad (15)$$

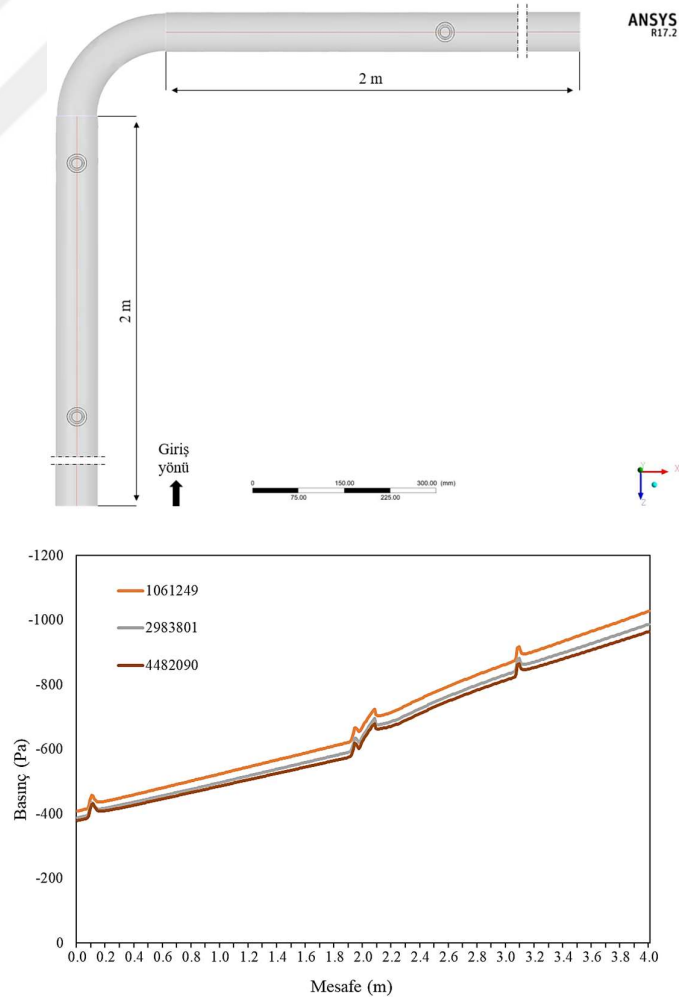
Denklemlerde; $\vec{\nabla}$, vektör operatörü ($\vec{\nabla} = \partial/\partial x + \partial/\partial y + \partial/\partial z$); $\vec{V}$, ortalama hız vektörü; ρ , sıvının özkütlesi; P , statik basınç; $\vec{g}$, yerçekimi ivmesi; μ , sıvının viskozitesidir (White 2001; ANSYS, 2016). Eşiklikte (15), sol tarafın ilk terimi ($\partial \vec{V} / \partial t$) yerel ivme, ikincisi konvektif hızlanma terimi olarak adlandırılır. Sağ tarafta ilk terim basınç gradyanı, ikinci ve üçüncü olanlar ise sırasıyla kuvvet ve difüzyon terimleridir (Cengel and Cimbala, 2006; Munson et al., 2006).

Çalışmanın üçüncü aşamasında ana vakum hattında oluşan basınç kayıpları ANSYS 17.2 (ANSYS, 2016)'nın içinde bulunan CFD Fluent 17.2 programı kullanılarak sayısal akış analizi ile incelenmiştir.

Çalışma kapsamında vakum hattındaki düz boru girişinde ve boru üzerinde yer alan dik açılı dirsek ve dirsek çıkışında düz boru içinde akışın hız değişim profilleri ve basınç değişim profilleri incelenmiştir. Dirsek çıkışında düz boru içindeki akışın, tam gelişmiş akışa ulaşma durumunun incelenmesi amacıyla Realizable k- ϵ türbülans modeli ile yapılan tüm analizler içinden 4 farklı akış hızı seçilerek analiz sonuçları değerlendirilmiştir. Kapalı kanal veya boru içinde tam gelişmiş akışın nerede ulaştığını tanımlamak için ölçüt olarak akışın (dv/dx) değeri dikkate alınmıştır. Bu değerin tam gelişmiş bölgesinin yaklaşık apsis eksenine paralel olduğu yerde tam gelişmiş akış koşullarının olacağı kabul edilmektedir (Alsaleem, 2017). Akış hızlarının seçiminde farklı hız gruplarını temsil edecek şekilde 5.2, 10, 15.1 ve 18.2 ms⁻¹ lik akış hızları dikkate alınmış ve akışın düzgün akış hızları ile girdiği kabul edilmiştir. Bu akış hızlarında dirsek içinde ve dirsek çıkışındaki düz boru geometrileri için farklı noktadaki (uzunluklardaki) dikkate alınarak, düz borunun farklı bölümleri için elde edilmiştir.

3.2.3.1. Geometri ve ağ yapısının oluşturulması

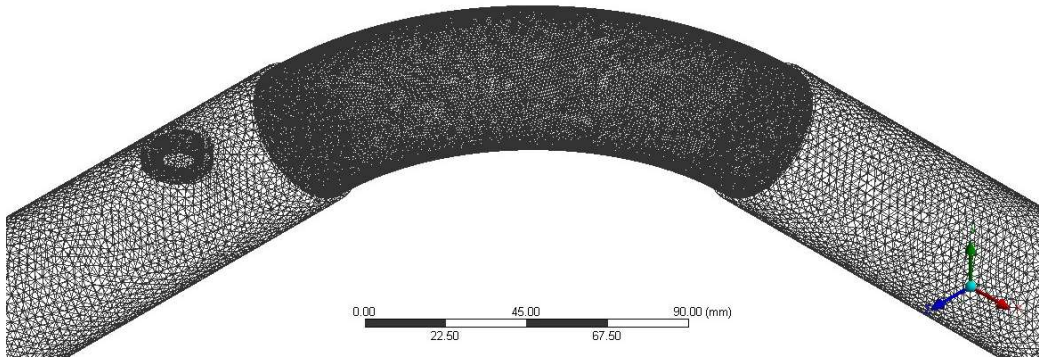
Ana vakum hattının üç boyutlu geometrisi SolidWorks 2021 çizim programıyla oluşturulmuştur (Şekil 3-5). Oluşturulan geometri ANSYS Meshing yazılımına aktarılarak ağ yapısı hazırlanmıştır. Çözüm için en uygun eleman sayısını belirlemek amacıyla yapılan ön çalışmalarda 1061249, 2983801, 4482090 eleman sayılı ağ yapıları oluşturulmuş ve dirsek sonrasındaki 2 m mesafelik bölümde ortalama basınç değerlerine ilişkin grafikler çizilmiştir. Eleman sayısı artışı nedeniyle bulunan sonuçlar birbirine oldukça yakınlaşmış olup en yüksek ağ sayısı ile bir önceki ağ sayısı ile bulunan sonuçlar birbiriyle oldukça örtüşmesi nedeniyle 4482090 eleman sayılı ağ yapısı seçilerek hesaplamalar gerçekleştirilmiştir (Şekil 3-10).



Şekil 3-10 Farklı eleman sayılarına sahip ağ yapılarının değişimi

Alsaleem (2017) çalışmasında 0.2, 0.4 ve 0.6 m çaplı borular için sırasıyla 1781788, 2147000 ve 4049269 eleman sayılı ağ yapıları oluşturmuştur. Gerçekleştirilen tez çalışmasında daha küçük çaplı bir boruda daha yüksek sayılı ağ yapıları oluşturularak hassas bir ölçüm gerçekleştirilmiştir.

Çözümlemelerde tetrahedron ağ yapısı kullanılmış, mesh yapısındaki bir ızgaranın maksimum boyutu dirsek bölümünde 1 mm, giriş ve çıkış borularında 3 mm seçilmiştir. Ağ yapısındaki düğüm ve elemanların sayısı sırasıyla 8.4×10^5 ve 4.4×10^6 ten fazla olmuştur. Geometri üzerinde sonuçlara daha hassas ulaşılabilmesi için dirsek üzerinde daha sık ağ yapısı, hat üzerinde kalan diğer kısımlarda ise daha seyrek ağ yapısı kullanılmıştır (Şekil 3-11). Dirsek eleman boyutu 1 mm ve büyüme faktörü 1.2 seçilmiştir (Bayu, 2016; Alsaleem, 2017).



Şekil 3-11 Dirsek üzerinde oluşturulan sık ağ yapısı

3.2.3.2. Türbülans parametreleri

Türbülans yoğunluğu (TI), akışın türbülans derecesini ölçmek için kullanılan bir terimdir. İç akış problemlerinde, türbülans seviyesi sürekli değiştiği için türbülans yoğunluğu, kapalı kanal veya boru uzunluğu boyunca değişir ve bu nedenle CFD simülasyonunda, bu türbülans yoğunluğu değerini girişte ve değerini sabit hale geldiği tam gelişmiş bölgede belirtilmesi önemli bir noktayı oluşturmaktadır. Girişte, türbülans yoğunluğu esas olarak akışın kanala veya boruya girmeden önceki akış durumuna bağlıdır. Örneğin, kanala veya boruya giren akış bir türbinden, bir kompresörden veya diğer karmaşık dönen makinelerden geliyorsa, giriş türbülans yoğunluğu %5 ile maksimum %20 arasında değişebilir. Akışın büyük borulardan veya HVAC'deki hava işleme ünitelerinden gelmesi gibi

orta düzey uygulamalar için türbülans yoğunluğunun %1 ile %5 arasında olduğu kabul edilmektedir. Arabalar boyunca harici akış veya küçük tüplerdeki akış gibi düşük türbülans uygulamaları için türbülans yoğunluğunun %1'den az olduğu kabul edilmektedir (Schlichting, 2000).

Kapalı kanalın veya borunun tam gelişmiş bölgesi için türbülans yoğunluğu esas olarak Reynolds sayısının bir fonksiyonudur. Kapalı kanalın veya borunun içinde gelişmiş akış için klasik çözümler kullanılarak, tam gelişmiş türbülans yoğunluğu Eşitlik (16) kullanılarak tahmin edilebilir (Schlichting, 2000).

$$TI = 0.16 Re^{(-\frac{1}{8})} \quad (16)$$

Türbülans yoğunluğuna ilişkin hesaplamalarda, dijital hava hızı ölçer ve U manometre (saf su) ile ölçüm yöntemi kullanılarak elde edilen deneme verileri dikkate alınmıştır (Tablo 3-5).

Tablo 3-5 incelendiğinde ortalama türbülans yoğunluğu % 4.58 olarak hesaplanmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği çalışmalarında türbülans yoğunluğu %5 olarak dikkate alınmıştır.

Tablo 3-5 Reynolds sayıları kullanılarak hesaplanan türbülans yoğunlukları

Dijital hava hızı ölçer ve U manometre (saf su) ile ölçüm yöntemi kullanılarak elde edilen deneme verileri				Türbülans yoğunluğu
Ortalama hız $V \text{ (ms}^{-1}\text{)}$	Reynolds sayısı Re	Debi (Eşitlik 3) $Q \text{ (Lmin}^{-1}\text{)}$	Basınç kaybı $\Delta P \text{ (Pa)}$	$TI \text{ (\%)}$
1.0	2651	84.3	39	5.97
3.1	8217	261.4	98	5.19
4.3	11398	362.6	137	4.98
5.2	13783	438.5	166	4.86
7.3	19350	615.5	234	4.66
8.9	23591	750.4	293	4.54
10.0	26506	843.2	332	4.48
11.3	29952	952.8	381	4.41
12.8	33928	1079.3	439	4.34
14.2	37639	1197.3	498	4.29
15.1	40025	1273.2	537	4.25
16.1	42675	1357.5	576	4.22
16.6	44001	1399.7	596	4.20
17.2	45591	1450.3	635	4.19
18.2	48242	1534.6	693	4.16

3.2.3.3. Başlangıç ve sınır şartları

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği çalışmalarında akış sınırlarının belirlenmesi amacıyla ana vakum hattının giriş ve çıkış sınır koşulları belirlenmiştir. Sıkıştırılamaz akışlarda yoğunluk sabit olduğu için giriş koşulu olarak kütleli debi değerinin kullanılması gerekli değildir. Bu durumda giriş sınır koşulları için basınç ve hız değerleri gibi değerlerin kullanılması önerilmektedir (ANSYS, 2016). Sınır koşulları olarak giriş için deneysel çalışmalarda ölçülen hız değerleri (Tablo 3-5) ve çıkış için ise tek çıkış olması nedeniyle tüm debinin çıkışı dikkate alınmıştır.

Denemelerde ortam sıcaklığı 26.5°C ölçülmüş ve akışkan olarak dikkate alınan havanın özkütlesi $\rho_f=1.178 \text{ kgm}^{-3}$ ve dinamik viskozitesi $\mu=1.855 \times 10^{-5} \text{ kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$ hesaplanmıştır (Cengel and Cimbala, 2006). Deneysel olarak ölçülen ve CFD ile hesaplanan basınç kayıplarına ilişkin sonuçlar karşılaştırılmış ve istatistiksel olarak değerlendirilmiştir.

3.2.3.4. Çözüm metodu ve yakınsama

En uygun tahminleme modelini ortaya koyabilmek amacıyla çalışmada; Spalart-Allmaras (Vorticity-Based, Curvature Correction), Standart k- ϵ (standart wall ve curvature correction), Realizable k- ϵ (standart wall ve curvature correction), Standard k- ω (low-re corrections, curvature correction, shear flow correction) ve SST k- ω (low-re corrections, curvature correction, production limiter) türbülans modelleri ve opsiyonları dikkate alınmıştır.

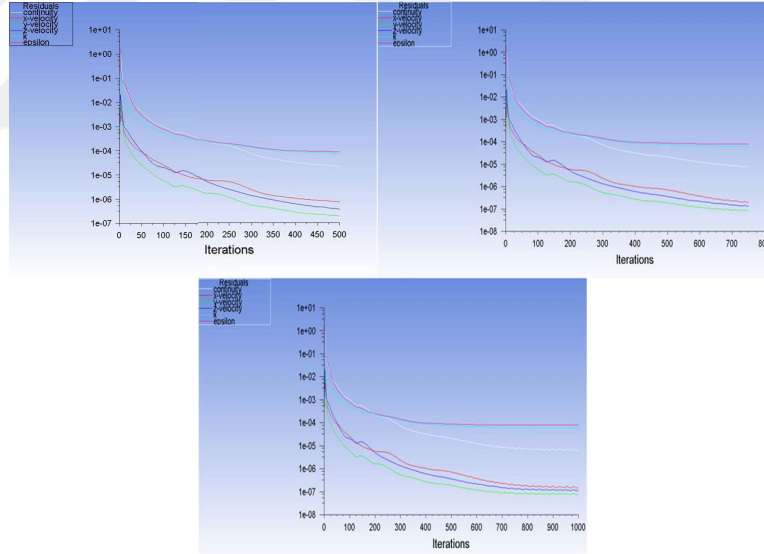
Momentum, basınç-hız ilişkisi, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans yayılım oranı için çözümleme şeması, Coupled methodu ve Second Order Upwind ayrıklaştırma şeması seçilmiştir. Hesaplamalarda dikkate alınan tüm parametreler için yakınsama kriteri 1×10^{-5} olarak seçilmiştir.

Denemelerden elde edilen maksimum akış hızı değerleri kullanılarak seçilen türbülans modelleri ile çözümler üretilmiştir. Elde edilen çözümler deneme sonuçları ile karşılaştırılmış ve istatistiksel olarak değerlendirilmiştir. Bu değerler birbirlerine yakın olmakla birlikte en düşük değişim yüzdesi Realizable k- ϵ türbülans modeli ile elde edilmiş olup çözüme ulaşma metodu olarak kullanılmıştır.

k- ϵ model seçimi ayarlarında k- ϵ modeli “Realizable”, near-wall treatment “Standard Wall Functions”, options “Curvature Correction” olarak seçilmiştir.

3.2.3.5. Çözüm ulaşma sayısı

Çözüm için en uygun iterasyon sayısını belirlemek amacıyla yapılan ön çalışmalarda 500, 750 ve 1000 iterasyon sayıları dikkate alınarak basınç kayıpları hesaplanmıştır (Şekil 3-12). İterasyon sayısına bağlı olarak hesaplanan basınç kayıp değerleri Tablo 3-6’da verilmiştir. Çizelgeden de görüleceği gibi 500 iterasyon sayısı çözüme göre 750 iterasyon sayısı ile çözümde hesaplanan basınç kayıp değerleri arasındaki değişim %0.02 olarak hesaplanmıştır. 500 iterasyon sayısı çözüme göre 1000 iterasyon sayısı ile çözümde hesaplanan basınç kayıp değerleri arasındaki değişim en fazla %0.03 olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan değişimin çok küçük olmasından dolayı zaman tasarrufu amacıyla çözümler 500 iterasyonda gerçekleştirilmiştir.



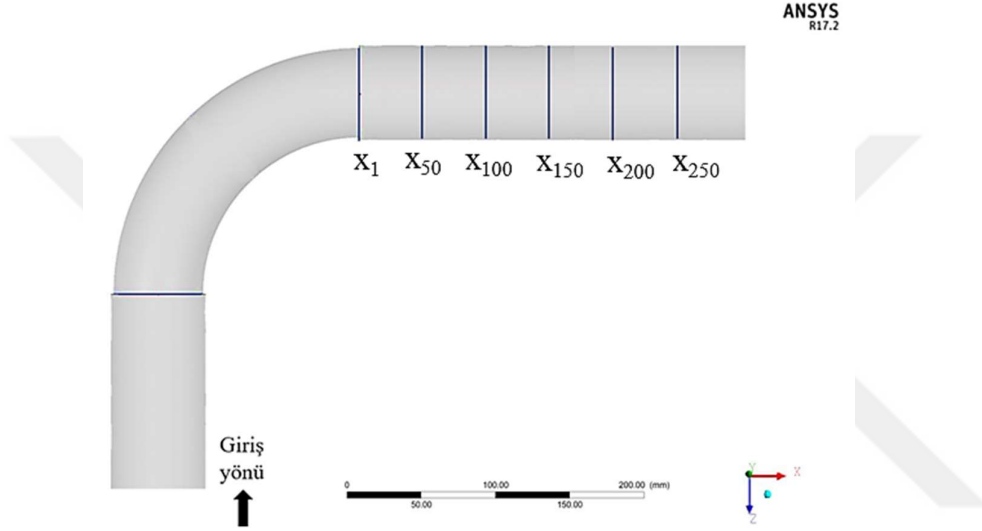
Şekil 3-12 SST k- ϵ modeli ile gerçekleştirilen 500, 750 ve 1000 iterasyon grafikleri

Tablo 3-6 İterasyon sayısına bağlı olarak hesaplanan basınç kayıp değerleri

İterasyon sayısı	CFD Simülasyon sonucu (Pa)	Değişim (%)
500	782.87	-
750	782.72	0.02
1000	782.68	0.01

3.2.3.6. Basınç ve hız değişimlerinin belirlenmesi

Ağ yapısı oluşturulan geometride basınç ve hız değişimlerini belirlemek amacıyla dirsek çıkışı (x_1) ve dirsekten sonra akış yönüne dik olarak ilk 50 mm lik bölüm 10 mm, 50-300 mm arası 50 mm, 300-500 arası 100 mm ve 500-1000 mm arası 250 mm lik düzlem yüzeyler (x_1 , x_{50} , x_{100} , x_{150} , x_{200} , x_{250} vb.) oluşturulmuştur (Şekil 3-13).



Şekil 3-13 Basınç değerleri alınan konumlar

3.2.4. İstatistiksel Analiz

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile yapılan sayısal analizde kullanılan modellerle tahmin edilen basınç kaybı değerlerinin, deneysel ölçülen basınç kaybı değerlerine (Tablo 3-5) ne ölçüde yaklaştığını belirlemek ve sonuçları en yakın tahmin eden modeli ortaya koymak amacıyla istatistik analiz yapılmıştır. Analizlerde ortalama mutlak hata (MAE) ve normalize edilmiş kök ortalama kare hata (NRMSD) kriterleri kullanılmıştır (Willmott et al., 1985; Willmott & Matsuura, 2005).

$$MAE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |\Delta P_{i,Exp} - \Delta P_{i,CFD}| \quad (17)$$

$$NRMSD = \frac{\left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\Delta P_{i,Exp} - \Delta P_{i,CFD})^2 \right]^{1/2}}{(\Delta P_{i,CFD_{max}} - \Delta P_{i,CFD_{min}})} \quad (18)$$

Eşitliklerde; ΔP_i , ölçülen basınç kaybı; $\Delta P_{i,CFD}$ CFD ile hesaplanan basınç kaybı; n , veri sayısıdır. Bu karşılaştırma kriterlerinin en düşük değeri, modelin en yüksek tahminini temsil etmektedir.



4. BULGULAR ve TARTIŞMA

4.1. Ana Vakum Hattında Basınç Kaybı-Debi İlişkisine Ait Bulgular

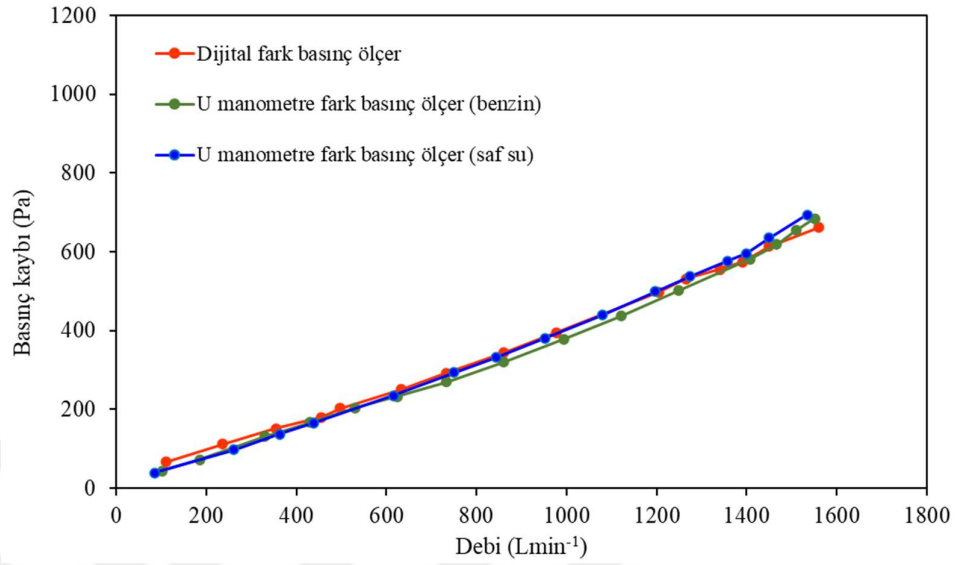
4.1.1. DeneySEL Bulgular

Ana vakum hattında oluşan basınç kayıp değerlerinin U manometre ve dijital fark basınç ölçer ile ölçümlerine ilişkin sonuçlar Tablo 4-1’de ve değişimleri Şekil 4-1’de verilmiştir.

Tablo 4-1 Süt sağım tesisinin ana vakum hattında deneysel ölçülen basınç kayıpları

Dijital hava hızı ölçer ve U manometre (saf su) ile ölçümler			Dijital hava hızı ölçer ve U manometre (benzin) ile ölçümler			Dijital hava hızı ve fark basınç ölçer ile ölçümler		
Ortalama hız V (ms^{-1})	Debi (Eşitlik 3) Q (Lmin^{-1})	Basınç kaybı ΔP (Pa)	Ortalama hız V (ms^{-1})	Debi (Eşitlik 3) Q (Lmin^{-1})	Basınç kaybı ΔP (Pa)	Ortalama hız V (ms^{-1})	Debi (Eşitlik 3) Q (Lmin^{-1})	Basınç kaybı ΔP (Pa)
1.0	84.3	39	1.2	101.2	44	1.3	109.6	67.1
3.1	261.4	98	2.2	185.5	73	2.8	236.1	112.3
4.3	362.6	137	3.9	328.8	131	4.2	354.1	151.3
5.2	438.5	166	5.1	430.0	167	5.4	455.3	180.5
7.3	615.5	234	6.3	531.2	203	5.9	497.5	203.3
8.9	750.4	293	7.4	624.0	232	7.5	632.4	250.2
10.0	843.2	332	8.7	733.6	269	8.7	733.6	292.8
11.3	952.8	381	10.2	860.0	320	10.2	860.0	344.4
12.8	1079.3	439	11.8	995.0	378	11.6	978.1	394.7
14.2	1197.3	498	13.3	1121.4	436	14.3	1205.8	497.6
15.1	1273.2	537	14.8	1247.9	501	15	1264.8	531.5
16.1	1357.5	576	16.7	1408.1	581	15.9	1340.7	555.8
16.6	1399.7	596	17.4	1467.1	618	16.5	1391.3	574.4
17.2	1450.3	635	17.9	1509.3	654	17.2	1450.3	613.8
18.2	1534.6	693	18.4	1551.5	683	18.5	1559.9	662.0

Tablo 4-1 incelendiğinde saf su kullanılarak yapılan ölçümlerde en yüksek debide (1534.6 Lmin^{-1}) oluşan basınç kaybı 693 Pa (0.693 kPa) olarak ölçülürken, benzin ile yapılan ölçümlerde en yüksek debide (1551.5 Lmin^{-1}) oluşan basınç kaybı 683 Pa (0.683 kPa) olarak ölçülmüştür. Tablo 4-1 ve Şekil 4-1 incelendiğinde her bir debi değerine karşılık basınç kaybı değerlerinin birbirine oldukça yakın olduğu görülmektedir. Tekrarlı yapılan deneme sonuçlarının ve uygulanan deneme yöntemlerinin de birbirleriyle yakın olduğu görülmüştür. Bu nedenle, analitik ve CFD ile gerçekleştirilen basınç düşüşünün belirlenmesine ilişkin hesaplamalarda, U manometresi (saf su) ile ölçülen basınç değerleri ve dijital hava hızı ölçer ile ölçülen hava hızı değerlerinden hesaplanan debi değerleri dikkate alınmıştır.



Şekil 4-1 Süt sağım tesisinin ana vakum hattında dijital fark basınç ölçer ve U manometre ile ölçülen basınç kayıplarının karşılaştırılması

Fark basınç ölçümlerinde en yüksek basınç kaybı değeri 0,693 kPa ölçülmüştür. Vakum pompası ile süt toplama kabı arasındaki boru bölümünün büyük kısmında ölçülen bu en yüksek basınç kaybı değeri çeşitli kaynaklarda belirtilen ana vakum hatları için en yüksek değer olarak kabul edilen 2 kPa değerinden oldukça düşük bulunmuştur (ANSI/ASABE, 2016; Reinemann, 2019). Galvaniz borunun pürüzlülük değeri 0,15 mm (Çengel and Cimbala, 2016) plastik borunun pürüzlülük değerine 0.0005-0.001 (Medina et al., 2017) göre oldukça yüksek olmasına rağmen standartlarda verilen değerden daha düşük basınç kaybı oluşmaktadır.

Spencer (1993), vakum hattında basınç kaybı değerini 0.85 ile 1.7 kPa arasında olması gerektiğini önerirken 2.5 kPa'ı aşmaması gerektiğini belirtmiştir. Dijital fark basınç ölçer ve U manometre kullanılarak gerçekleştirilen denemelerde vakum hattında oluşan basınç kaybı değerinin 0.66-0.69 kPa arasında değiştiği belirlenmiştir.

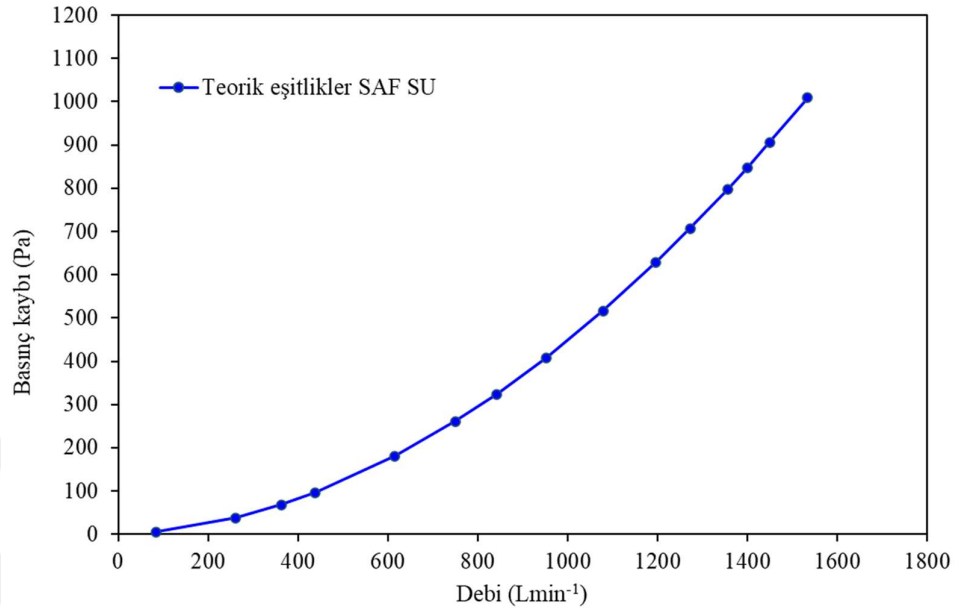
4.1.2. Analitik çalışmalara ilişkin bulgular

Dijital hava hızı ölçer kullanılarak ölçülen hava hızı değerlerine ilişkin analitik hesaplama sonuçları Tablo 4-2’de verilmiştir.

Tablo 4-2 Dijital hava hızı ölçer kullanılarak gerçekleştirilen denemelerdeki toplam basınç kaybının belirlenmesine ilişkin analitik hesaplama sonuçları

Ortalama hız (Dijital hava hızı ölçer) V (ms ⁻¹)	Hesaplanan debi (Eşitlik 3) Q (Lmin ⁻¹)	Düz boru basınç kaybı (Eşitlik 4) ΔP_f (Pa)	Yerel basınç kaybı (Eşitlik 9) ΔP_k (Pa)	Toplam basınç kaybı (Eşitlik 10) ΔP (Pa)
1.3	109.6	7.5	0.7	8.2
2.8	236.1	28.4	3.1	31.5
4.2	354.1	58.4	7.0	65.4
5.4	455.3	91.8	11.5	103.4
5.9	497.5	107.8	13.8	121.6
7.5	632.4	167.2	22.3	189.5
8.7	733.6	219.9	30.0	249.8
10.2	860.0	295.3	41.2	336.5
11.6	978.1	375.4	53.2	428.7
14.3	1205.8	556.2	80.9	637.1
15.0	1264.8	608.7	89.0	697.7
15.9	1340.7	679.6	100.0	779.6
16.5	1391.3	729.0	107.7	836.7
17.2	1450.3	788.8	117.1	905.8
18.5	1559.9	905.9	135.4	1041.3

Denemelerden elde edilen hava hızı verileriyle yapılan analitik hesaplama sonuçlarından görüleceği gibi en yüksek debide en yüksek basınç kaybı 1041.3 Pa (1.0413 kPa) hesaplanmıştır.



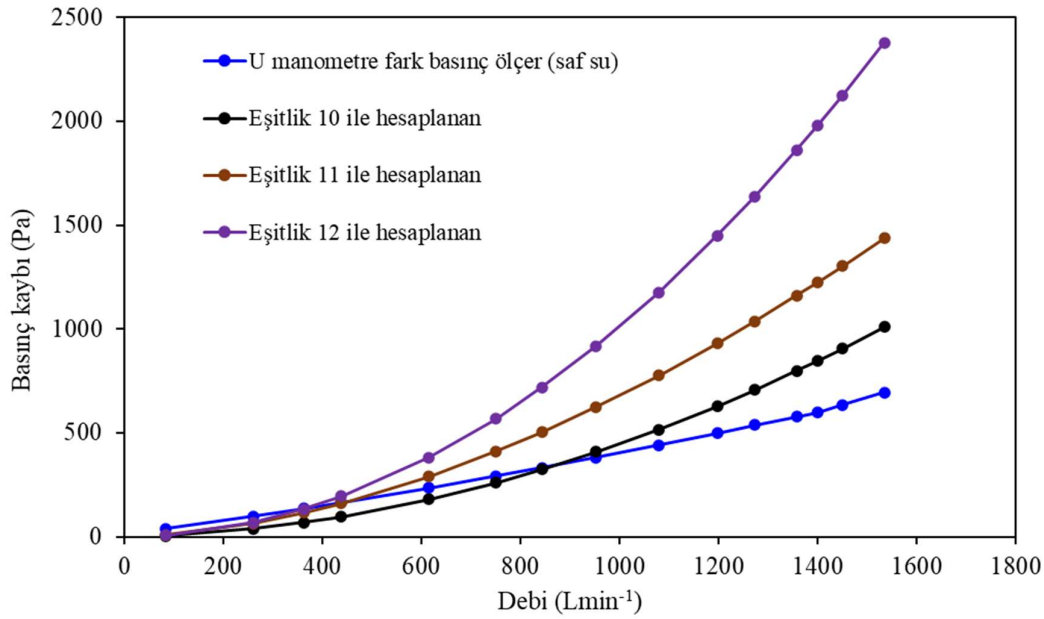
Şekil 4-2 U manometre (ölçüm sıvısı saf su) kullanılarak gerçekleştirilen denemelere ilişkin analitik hesaplama sonuçlarının değişimi

Şekil 4-2’de görüldüğü gibi U manometre (ölçüm sıvısı su) kullanılarak gerçekleştirilen deneme sonuçları incelendiğinde hat içerisinde geçen debi arttıkça basınç kaybının da arttığı görülmüştür.

ANSI/ASABE standartlarında plastik, paslanmaz çelik ve galvaniz borularda oluşan basınç kayıplarının belirlenmesine yönelik eşitlikler ile gerçekleştirilen hesaplama sonuçları Tablo 4-3’de verilmektedir. Hesaplanan değerler ve dijital hava hızı ölçer ile elde edilen ölçüm verileriyle teorik hesaplama değişimleri Şekil 4-3’ de verilmiştir Eşitlik (11) ve (12).

Tablo 4-3 ANSI/ASABE eşitlikleri ile basınç kaybının belirlenmesine ilişkin gerçekleştirilen hesaplama sonuçları

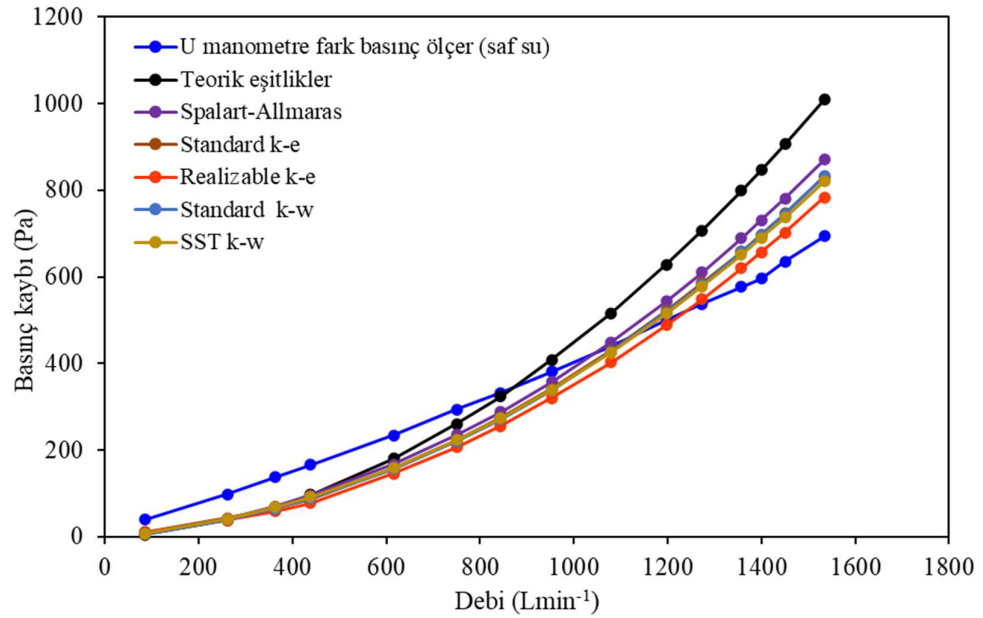
Hesaplanan debi	Toplam basınç kaybı (ASABE Plastik & Paslanmaz çelik boru eşitliği, Eşitlik 11)	Toplam basınç kaybı (ASABE Galvaniz boru eşitliği, Eşitlik 12)
Q (Lmin ⁻¹)	ΔP (Pa)	ΔP (Pa)
109.6	14.2	12.1
236.1	54.3	56.3
354.1	110.5	126.7
455.3	171.5	209.4
497.5	200.3	250.0
581.8	263.4	342.0
632.4	304.8	404.0
666.1	333.8	448.3
733.6	395.2	543.6
784.2	444.1	621.2
860.0	522.0	747.3
910.6	577.0	837.8
978.1	653.8	966.5
1096.1	798.1	1213.8
1205.8	943.0	1468.7
1264.8	1025.2	1616.1
1340.7	1135.3	1815.8
1391.3	1211.3	1955.4
1450.3	1302.7	2124.9
1559.9	1479.8	2458.2

**Şekil 4-3** ANSI/ASABE standartlarıyla hesaplanan basınç kaybı değerleri ile çok fonksiyonlu ölçer aracılığıyla gerçekleştirilen ölçüm ve teorik hesaplama sonuçlarının değişimi

Şekil 4-3 incelendiğinde deneysel ölçüm sonuçları ile teorik eşitliklerle hesaplanan basınç kaybı değerleri birbirine yakın bulunmuşken, ANSI/ASABE galvaniz, plastik ve paslanmaz çelik boru eşitlikler ile hesaplanan basınç kaybı değerleri arasında farklılık olduğu görülmektedir. Görülen bu fark debi değeri arttıkça daha da artmaktadır. ANSI/ASABE standardında verilen (11) ve (12) nolu eşitlikler ile hesaplanan basınç kayıpları oldukça yüksek bulunmuştur. Bunun nedeni eşitliklerde sürtünme faktörünün dikkate alınmaması, pürüzlülük, viskozite, özkütle gibi değerlerin değişimine rağmen bunları sabit bir katsayı ile hesaplaması ile açıklanabilir.

4.1.3. Sayısal analiz (CFD) çalışmalarına ilişkin bulgular

Ana vakum hattı ve ekleme parçaları için deneysel olarak bulunan toplam basınç kayıpları, farklı türbülans modelleri kullanılarak CFD analizlerinde kullanılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sonuçlar Şekil 4-4'te verilmiştir.



Şekil 4-4 Ölçülen, teorik eşitlikler ve farklı CFD türbülans modelleri ile hesaplanan basınç kaybı değerlerinin karşılaştırılması

Şekil 4-5'ten görüleceği gibi teorik eşitliklerle hesaplanan süt sağım tesisinin ana vakum hattında oluşan basınç kayıplarına ilişkin sonuçlar ile CFD modelleri ile hesaplanan sonuçların eğilimlerinin birbirine benzer olduğu görülmektedir. Farklı CFD türbülans modelleri ile hesaplanan basınç kayıpları birbirine yakın olmakla

birlikte bazı türbülans model eşitliklerinin deneysel değerlere, bazılarının teorik eşitlikler ile hesaplanan değerlere yakın olduğu ortaya çıkmıştır.

Süt sağım tesisleri vakum hatlarındaki hava kapasitesi tasarıma göre değişiklik gösterebilmekle birlikte genel olarak 20 üniteli tesisler için ünite başına 70 Lmin^{-1} 'den 5-10 üniteli daha küçük tesisler için 85 Lmin^{-1} 'e kadar değişebilmektedir (FAO, 2024). Bu durum göz önünde bulundurularak çalışmada ölçülen debi değerleri dikkate alındığında 10, 15 ve 20 üniteli tesisler için debi değerler yaklaşık olarak sırasıyla 850, 1050 ve 1400 Lmin^{-1} öngörüsü dikkate alınabilir. Bu kapsamda çalışmada ölçülen söz konusu debi değerlerine yakın olan debi değerleri ve hız değişim profilleri ve basınç değişim profillerinin akış durumlarının incelenmesinde dikkate alınan hız değerleri göz önünde bulundurularak 4 farklı akış hızı seçilerek deneysel ve CFD basınç kayıpları karşılaştırılmıştır Tablo 4-4.

Tablo 4-4 incelendiğinde deneysel olarak ölçülen basınç kayıpları sonuçları ile CFD simülasyon çalışmasında dikkate alınan türbülans modelleri ile hesaplanan basınç kaybı sonuçları arasında, incelenen akış hızları için ortalama olarak %10 civarında bir sapmanın olduğu ve genel olarak %20 den daha aşağıda sapmanın olduğu görülmektedir. Tüm bulunan sonuçlar Alsaleem (2017) tarafından yapılan çalışmada da dikkate aldığı Reynolds sayılarında %10 dan daha az bir sapmanın olduğu ifade edilmiştir. Yapılan çalışmada bulunan bu sonuçlar Alsaleem (2017) tarafından yapılan çalışma değerlendirmesine benzer olduğu görülmektedir.

Çalışma kapsamında sadece değişim değerleri (yüzde değerler) açısından uyumun yeterli olmayacağı, istatistiksel olarak değerlendirmesi gerekliliği nedeniyle çalışmadaki tüm CFD türbülans modellerinin, deneysel ölçülen değerleri ile karşılaştırmalı istatistiksel değerlendirmesi gerçekleştirilmiştir. Değerlendirmede ortalama mutlak hata (MAE) ve normalize edilmiş kök ortalama kare hata (NRMSD) kriterleri kullanılmış ve sonuçlar Tablo 4-5’de verilmiştir.

Tablo 4-5 Ölçülen ve farklı CFD türbülans modelleri ile hesaplanan basınç kayıplarının istatistiksel karşılaştırması

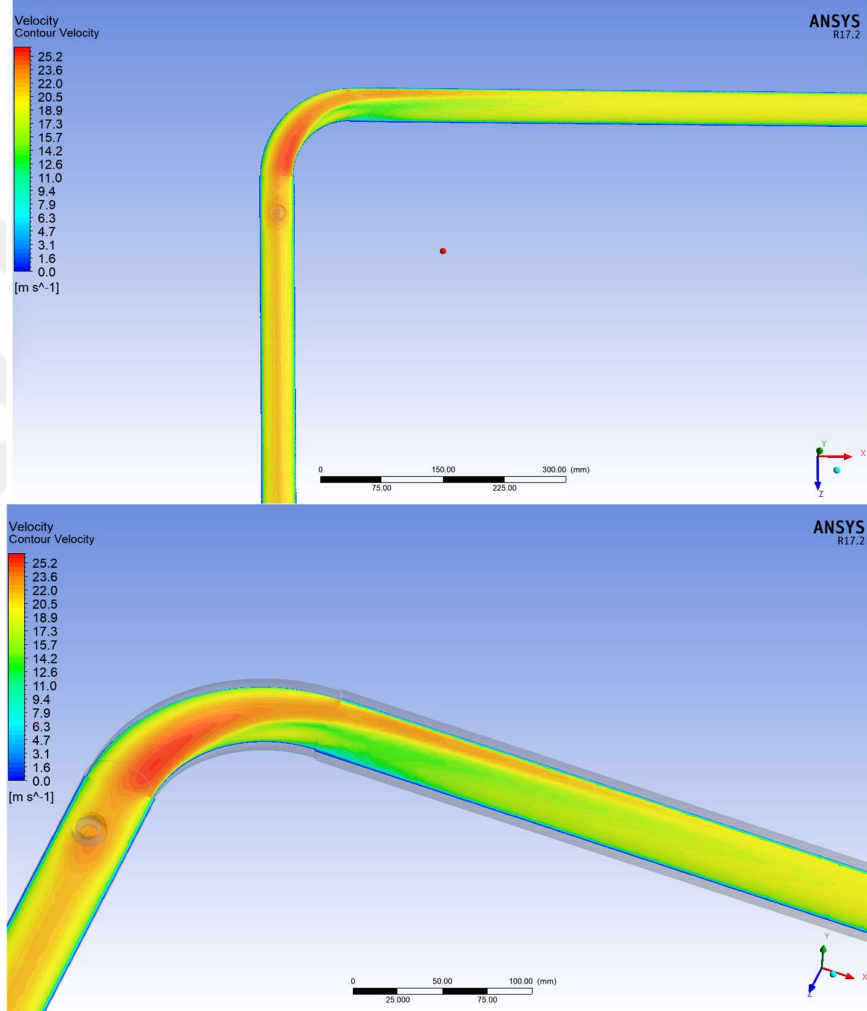
CFD türbülans modelleri	MAE*	NRMSD**
Spalart-Allmaras	74.51	0.1335
Standart k-ε	66.03	0.1127
Realizable k-ε	58.99	0.0987
Standart k-ω	66.78	0.1135
SST k-ω	63.08	0.1067

* ortalama mutlak hata (MAE)

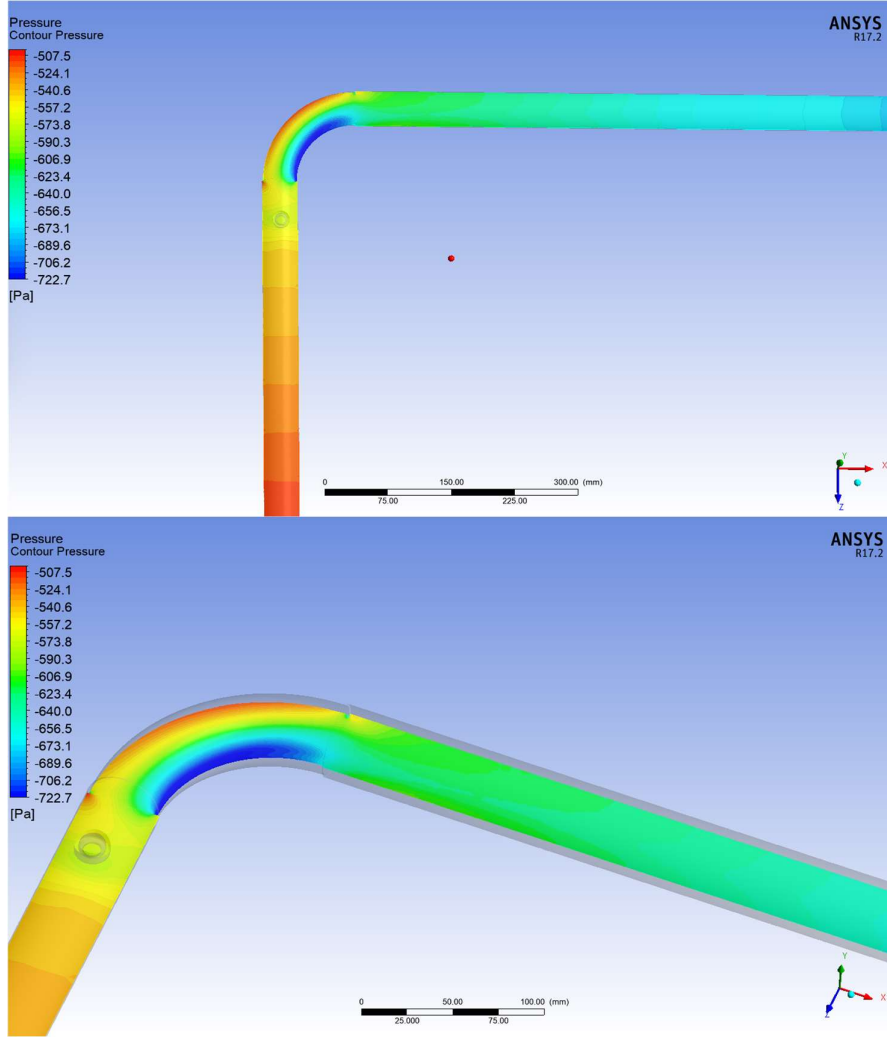
** normalize edilmiş kök ortalama kare hata (NRMSD)

Tablo 4-5 incelendiğinde arzu edilen sonuç, en küçük değere sahip tahmin modelini oluşturmaktır. Süt sağım tesisinin ana vakum hattında oluşan basınç kayıplarına ilişkin sonuçlar istatistiksel açıdan değerlendirildiğinde, CFD türbülans modelleri arasında en düşük MAE ve NRMSD değerleri Realizable k-ε modelinde bulunmuştur. Ulaşılan bu sonuç, Mossad et al. (2009) tarafından gerçekleştiren çalışma ile uyumaktadır.

Bu kapsamda ana vakum hattında oluşan basınç kayıplarını en iyi tahminleme modeli olan Realizable k- ϵ türbülans modeli kullanılarak hava akımının boru içindeki hız ve basınç değişimlerine ilişkin sonuçlar Şekil 4-5 ve Şekil 4-6 da verilmiştir. Giriş için sınır koşulu olarak çalışmada ölçülen en yüksek hız değeri (18.2 ms^{-1}) dikkate alınmıştır.

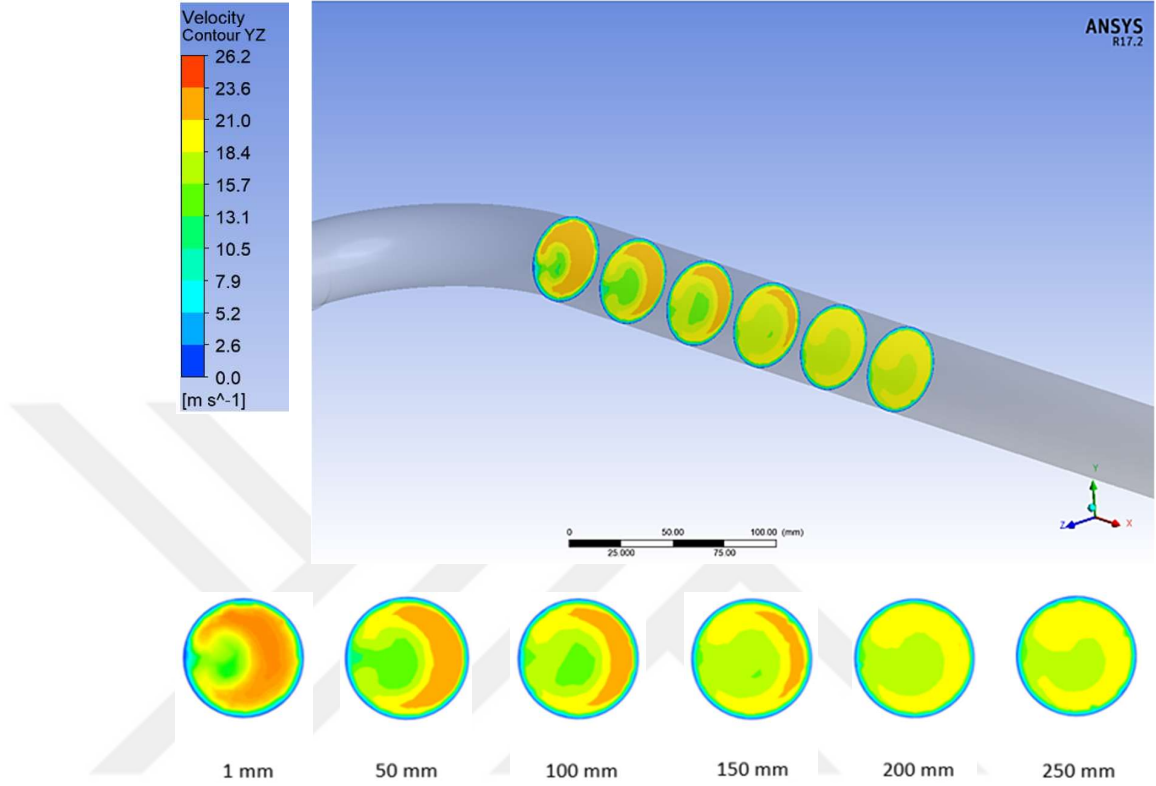


Şekil 4-5 Hava akımının oluşturduğu hız değişimleri

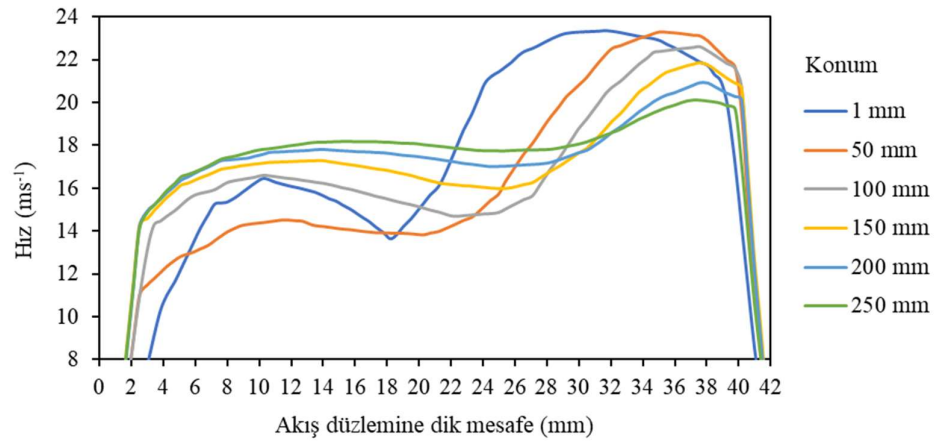


Şekil 4-6 Hava akımının oluşturduğu basınç değişimleri

Şekil 4-6 da verilen ana vakum hattında oluşan hava akımının boru içindeki hız ve basınç değişimleri incelendiğinde değişimin en etkili olduğu konum, dirsek ve dirsekten sonraki bölümde olduğu görülmektedir. Bu nedenle hava akımının dirsekten sonraki farklı konumlarda (1, 50, 100, 150, 200 ve 250 mm) oluşan hız ve basınç değişimlerine ilişkin sonuçlar Şekil 4-7 de verilmiştir.



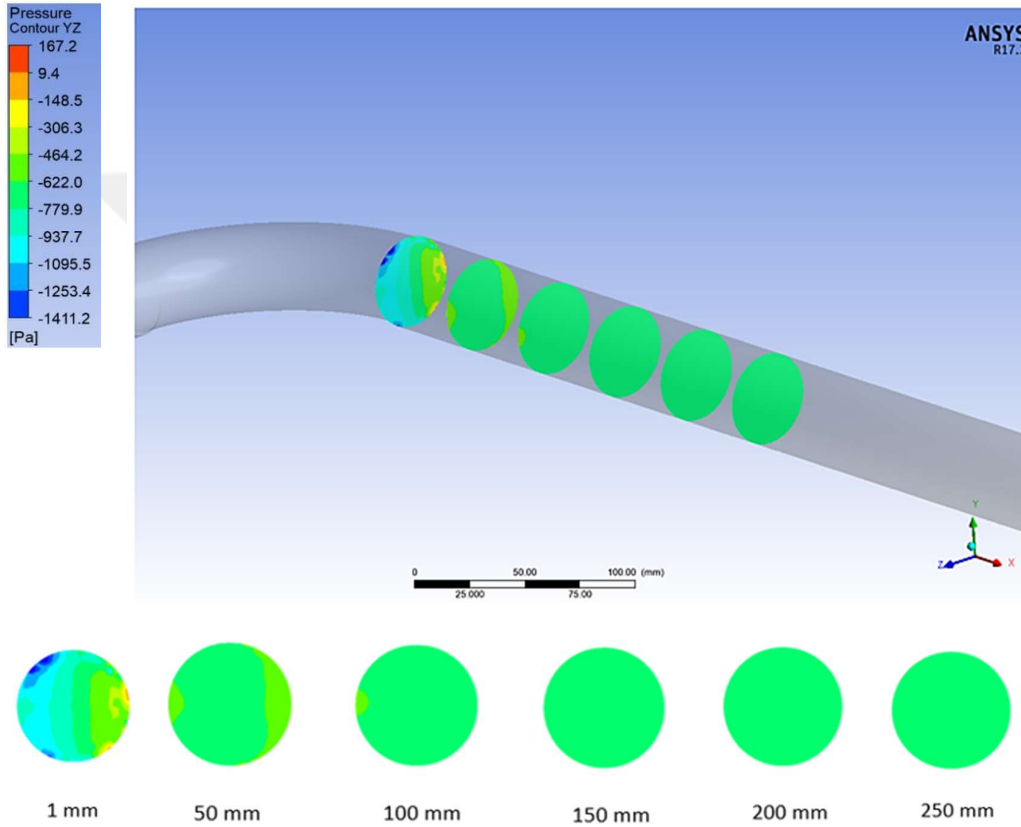
Şekil 4-7 Hava akımının dirsekten sonraki farklı konumlarda oluşan hız değişimleri



Şekil 4-8 Dirsekten sonraki 1 mm, 50 mm, 100 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm konumlarında boru akış düzlemine dik doğrultuda (yz düzleminde) oluşan hava hızının değişimi

Şekil 4-7 de hava akımının dirsekten sonraki farklı konumlarda akış düzlemine dik düzlemde oluşturduğu hız değişimleri görülmektedir. Şekil 4-8'de ise dikkate alınan bu konumlardaki akışın boru akış düzlemine dik doğrultudaki yz düzleminde

en büyük çap değerinde oluşan değişimleri görülmektedir. Sonuçlar incelendiğinde, hız değişiminin dirseğin dış tarafındaki akışında özellikle 1, 50, 100 ve 150 mm lik bölümlerinde oldukça etkili olduğu, bu bölümden sonra akımın düzenli hale gelmeye başlaması ile etkinin yavaşladığı görülmektedir.



Şekil 4-9 Hava akımının dirsekten sonraki farklı konumlarda oluşan basınç değişimleri

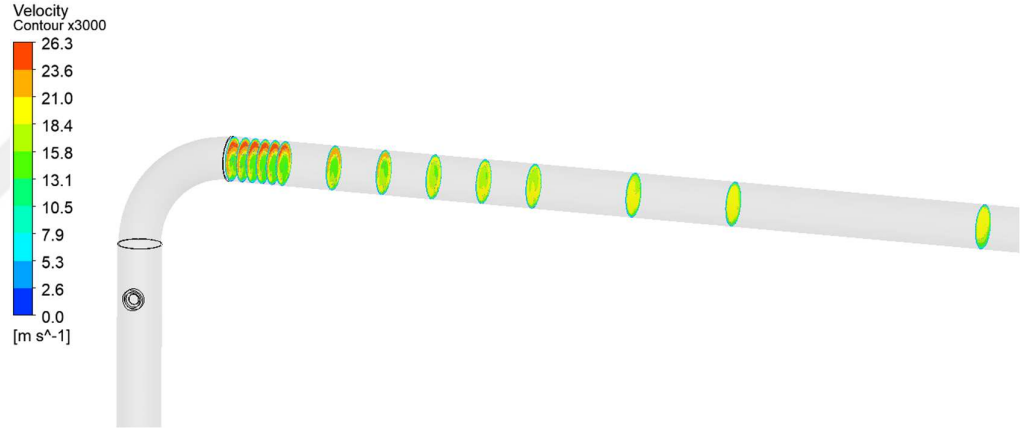
Şekil 4-9'daki basınç değişimleri incelendiğinde özellikle dirsekten sonraki çıkış konumu ile 50 mm konumunda etkili olduğu, sonrasında düzenli basınç dağılımının olduğu görülmektedir.

Çok sayıda kaynakta belirtildiği gibi basınç ve hava hızı ölçümünde türbülans etkileşiminin en az olması amacıyla ekleme parçalarından en az boru iç çapının 5D mesafesinden kısa olmayacak şekilde ölçümün gerçekleştirilmesi durumu deneme borusu için incelendiğinde $5 \times 42.3 = 211.5$ mm olduğu koşul için dikkate alındığında bu değerlerin geçerliliği ortaya çıkmaktadır. Özellikle ölçüm cihazlarının, dirseklerden çıkıştaki akışta boru içi ve dış bölgelerine 5D ve/veya 10D kuralı

dikkate alınmadan yerleştirilmesinin ölçüm hatalarına neden olabileceği ortaya çıkabilecektir.

Dirsekten sonraki ilk çıkışta (1 mm) oluşan basınç değişimleri incelendiğinde, ekleme parçası ile ana boru bağlantı çaplarının küçük değişimleri nedeniyle basınç değişimlerinin ortaya çıktığı görülmektedir. Bu nedenle ekleme bağlantı parçalarının ana boru çaplarıyla uyumu ne kadar yüksek olursa bu tür kayıpların o derece azalabileceği görülmektedir.

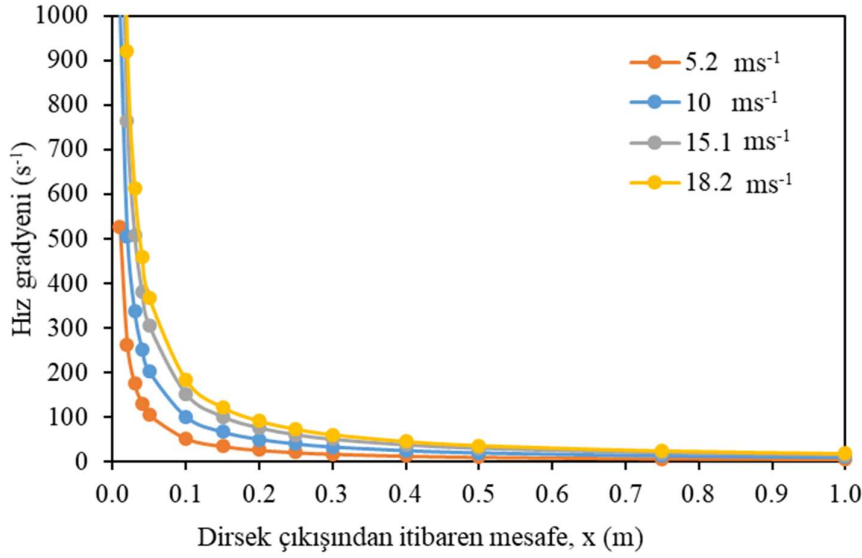
Çalışma kapsamında seçilen dört farklı giriş hızı için gerçekleştirilen simülasyonlardan farklı konumlar için hız değişim profilleri belirlenmiştir (Şekil 4-10). Bu veriler kullanarak, hız değişim gradyanları dv/dx geliştirilmiştir (Tablo 4-6).



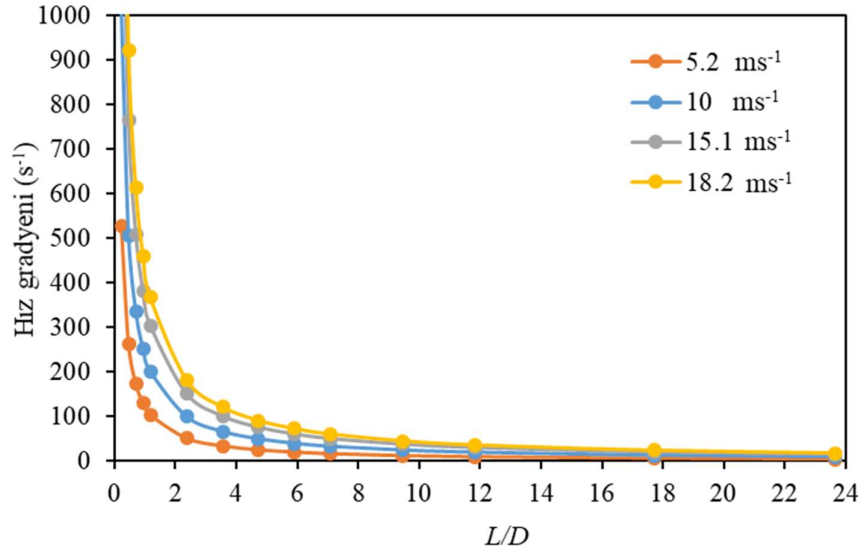
Şekil 4-10 Dirsek çıkışından itibaren farklı konumlardaki (x_1 , x_{50} , x_{100} , x_{150} , x_{200} , x_{250} vb) hız değişimleri

Tablo 4-6 Dört farklı giriş hızı için dirsek çıkışından itibaren farklı konumlardaki ve L/D değerlerindeki hız gradyenleri

Giriş hızı:			V= 5.2 ms ⁻¹	V= 10 ms ⁻¹	V= 15.1 ms ⁻¹	V= 18.2 ms ⁻¹
			Hız gradyeni	Hız gradyeni	Hız gradyeni	Hız gradyeni
	<i>x</i> (m)	<i>L/D</i>	<i>dv/dx</i> (s ⁻¹)	<i>dv/dx</i> (s ⁻¹)	<i>dv/dx</i> (s ⁻¹)	<i>dv/dx</i> (s ⁻¹)
X1	0.001	0.02	5296	10196	15417	18584
X10	0.010	0.24	527	1015	1535	1850
X20	0.020	0.47	262	506	764	921
X30	0.030	0.71	174	337	509	613
X40	0.040	0.95	131	252	381	460
X50	0.050	1.18	104	202	305	367
X100	0.100	2.36	52	100	152	183
X150	0.150	3.55	35	67	101	122
X200	0.200	4.73	26	50	76	91
X250	0.250	5.91	21	40	61	73
X300	0.300	7.09	17	33	50	61
X400	0.400	9.46	13	25	38	45
X500	0.500	11.82	10	20	30	36
X750	0.750	17.73	7	13	20	24
X1000	1.000	23.64	5	10	15	18



Şekil 4-11 Dört farklı giriş hızı için dirsek çıkışından itibaren farklı mesafelerdeki hız gradyenleri



Şekil 4-12 Dört farklı giriş hızı için dirsek çıkışından itibaren farklı L/D değerlerindeki hız gradyanları

Dirsek çıkışında düz boru içindeki akışın, tam gelişmiş akışa ulaşma durumunun incelenmesi amacıyla (dv/dx) değerinin yaklaşık apsis eksenine paralel olma durumu incelenmiştir. Dört farklı giriş hızı için dirsek çıkışından itibaren farklı mesafelerdeki hızların değişimleri Şekil 4-11'de, boyutsuz uzunluklardaki (L/D) hızların değişimi Şekil 4-12'de görülmektedir. Bu yaklaşım ve boyutlar kullanılarak, boru çıkış uzunluğunda 5.2 ms^{-1} lik en düşük giriş hızıyla 0.3 m , 10 ms^{-1} lik giriş hızıyla 0.5 m , 15.1 ms^{-1} lik giriş hızıyla 0.75 m ve 18.2 ms^{-1} lik en yüksek giriş hızıyla 0.75 m olarak bulunmuştur.

Çok sayıda kaynakta (Cengel and Cimbala, 2006; Ntengwe et al., 2015; TS, 2019; Bilgen, 2019) belirtildiği gibi basınç ve hava hızı ölçümünde türbülans etkileşiminin en az olması amacıyla ekleme parçalarından en az boru iç çapının $5D$ mesafesinden kısa olmayacak şekilde ölçümün gerçekleştirilmesi önemli olduğu ortaya çıkmaktadır.

5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Deneysel ölçüm sonuçları ile teorik eşitliklerle hesaplanan basınç kaybı değerleri birbirine yakın bulunurken, ANSI/ASABE eşitlikleri ile hesaplanan değerler bu değerlerden oldukça yüksek bulunmuştur. Bu fark debi değeri arttıkça daha da artmaktadır. Basınç kaybı değerlerinin hesaplanmasında standartlarda verilen bu eşitliklerin kullanılması hatalara neden olabilecektir.

Deneysel ölçüm sonuçları ile CFD simülasyon çalışmasında dikkate alınan türbülans modelleri sonuçları arasındaki basınç kayıplarının incelenen akış hızı aralığında ortalama olarak %10 civarında bir sapmanın olduğu ve genel olarak %20 den daha aşağıda sapma olduğu görülmüştür.

Çalışma kapsamında sadece yüzde değerler açısından uyumun yeterli olmayacağı istatistiksel olarak değerlendirmenin ortaya konması açısından tüm CFD türbülans modellerinin istatistiksel açıdan değerlendirildiğinde, en düşük ortalama mutlak hata (MAE) ve normalize edilmiş kök ortalama kare hata (NRMSD) değerleri Realizable k- ϵ modelinde bulunmuştur. Ana vakum hattındaki basınç kayıplarının tasarım aşamasında sayısal analiz yöntemiyle ortaya konulabileceği, basınç kayıplarının Realizable k- ϵ türbülans modeli kullanılarak düşük hata ile tahmin edilebileceği bu değerlerin sistem tasarımında kullanılmasının uygun olacağı söylenebilir.

CFD ile gerçekleştirilen çalışmalarda dirsekten sonraki ilk çıkışta oluşan basınç değişimleri incelendiğinde, ekleme parçası ile ana boru bağlantı çaplarının küçük değişimleri nedeniyle basınç değişimlerinin ortaya çıktığı görülmektedir. Bu nedenle ekleme bağlantı parçalarının ana boru çaplarıyla uyumu ne kadar yüksek olursa bu tür kayıpların o derece azalabileceği görülmektedir.

CFD ile gerçekleştirilen çalışmalarda dirsekten sonra hava akımının oluşturduğu hız ve basınç değişimleri incelendiğinde hız değişiminin dirseğin dış tarafındaki akışında özellikle 0, 50, 100 ve 150 mm lik bölümlerinde oldukça etkili olduğu görülmüştür. Bu bölümden sonra akımın düzenli hale gelmeye başladığı ve etkinin azaldığı görülmektedir. Basınç değişimleri incelendiğinde ise özellikle dirsekten sonraki çıkış noktası ile ilk 50 mm'lik mesafede etkili olduğu, sonrasında düzenli basınç dağılımının olduğu görülmektedir. Özellikle hız ve basınç

değişiminin borunun dış taraflarındaki akışta etkili olduğu, ölçüm cihazlarının borunun kenarlarına yakın bölgelere yerleştirilmesinin ölçüm hatalarına neden olabileceği ortaya çıkabilecektir.

Çalışma kapsamında CFD simülasyonlarında kapalı kanal veya boru içinde tam gelişmiş akışın nerede ulaştığını tanımlamak için ölçüt olarak akışın (dv/dx) değeri dikkate alınmıştır. Seçilen dört farklı giriş hızı ($5.2, 10, 15.1, 18.2 \text{ ms}^{-1}$) için gerçekleştirilen simülasyonlardan farklı konumlar için hız değişim profilleri belirlenmiştir. Bu yaklaşım ve boyutlar kullanılarak, boru çıkış uzunluğunda 5.2 ms^{-1} lik en düşük giriş hızıyla 0.3 m , 10 ms^{-1} lik giriş hızıyla 0.5 m , 15.1 ms^{-1} lik giriş hızıyla 0.75 m ve 18.2 ms^{-1} lik en yüksek giriş hızıyla 0.75 m olarak bulunmuştur. Çok sayıda kaynakta belirtildiği gibi basınç ve hava hızı ölçümünde türbülans etkileşiminin azaltılması amacıyla ekleme parçalarından boru iç çapının $5D$ mesafesinden kısa olmayacak şekilde ölçümün gerçekleştirilmesi koşulunun dikkate alınması önemli olduğu görülmüştür. Ölçümün gerçekleştirilmesi durumu deneme borusu için incelendiğinde $5 \times 42.3 = 211.5 \text{ mm}$ (0.2115 m) olduğu koşul için dikkate alındığında, bu değerlerin geçerliliği ortaya çıkmaktadır.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Alsaleem, S. M.**, 2017, A Computational Fluid Dynamics (CFD) Analysis of Developing Turbulent Flow in Straight Ducts, MSc Thesis (unpublished), Texas A&M University, 164 p.
- ANSI/ASABE**, 2016, Milking Machine Installations-Construction and Performance, ANSI/ASABE Standard AD5707: 2007 MAR2016, USA, 59 p.
- ANSYS**, 2016, Fluent Theory Guide R.17.2, Canonsburg, PA: ANSYS, Inc., USA, 850 p.
- Bayu, T.**, 2016, CFD Analysis of Air Conditioned Air Distribution in Passenger Car of A Train, MSc Thesis (unpublished), School Of Multidisciplinary Engineering Addis Ababa University, 78 p.
- Berry, E. A., Hillerton, J. E. and Scrivens, M.**, 2005, Milking machine test survey of UK herds, *Veterinary Record*, 157 (5).
- Bilgen, H.**, 2019, Süt Sağım Makinalarının (Robotik Sağım Sistemleri Dahil) Standartlara Uygun Kontrolü, EÜZF Tarım Makinaları ve Teknolojileri Mühendisliği Bölümü Yayınları, İzmir, 108s.
- Cengel, Y. A. and Cimbala, J. M.**, 2006, Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications (1st edition), NY: McGraw-Hill, 940 p.
- Clarke, R. M.**, 1983, Pressure drop in milking machine air pipes, *Journal of Agricultural Engineering Research*, 28 (6): 513-520.
- Crane**, 1982, Flow of Fluids Through Valves, Fittings, and Pipe, Metric Edition Crane Co., Joliet, IL, 138 p.
- Cürebal, T.**, 2016, Boru Ekleme Parçalarındaki Akışın Üç Boyutlu İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, 71 s (yayımlanmamış).
- Daugherty, R. L. and Franzini, J. B.**, 1965, Fluid Mechanics with Engineering Applications, (6th edition), McGraw-Hill Book Company., New York 574 p.
- Düz, H.**, 2017. Impact of excess roughness on power consumption in pipe flows, *Batman University Journal of Life Sciences*, 7 (2/2): 202-213.
- FAO**, 2024, “Milking Machines and Equipments, Milking - Milk Production Hygiene and Udder Health”, <https://www.fao.org/4/t0218e/T0218E02.htm> (Erişim tarihi: Haziran 2024)

- GEA Farm Technologies GmbH (Westfalia)**, “RPS 400-2800 Vacuum Pumps, Pump Sets, Machine Sets”, gearpsmanual.pdf (hambydairysupply.com) (Erişim tarihi: 10.05.2024)
- Gürhan, R. ve Çetin, M.**, 1998, Tokat yöresi süt sığırcılığı işletmelerinde kullanılan sağıım makinalarının işletme parametrelerinin belirlenmesi, *Gaziosmanpařa Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dergisi*, 1998(1).
- ISO**, 2007, Milking Machine Installations-Construction and Performance, ISO Standard: ISO 5707 FEB2007, Switzerland, 50 p.
- Kuraloğlu, H.**, 1998, Bursa İline Bağılı Mustafakemalpařa ve Karacabey İlçelerinde Sağım Mekanizasyon Uygulamaları, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi, 125 s (yayınlanmamış).
- Medina, Y. C., Fonticiella, O. M. and Morales, O. F.**, 2017, Design and modelation of piping systems by means of use friction factor in the transition turbulent zone, *Mathematical Modelling of Engineering Problems*, 4 (4): 162-167 p.
- Mossad, R., Yang, W. and Schwarz, P. M.**, 2009, Numerical prediction of air flow in a sharp 90° elbow, 1-5. *Seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries CSIRO (9-11 December 2009, Australia)*, ISBN 978 0 643 09825 1 CD-ROM.
- Munson, B., Young, D. and Okiiski, T.**, 2006, Fundamentals of Fluid Mechanics (6th ed.), John Wiley & Sons, Inc., New Jersey, 840 p.
- Ntengwe, F., Chikwa M. and Witika, L.**, 2015, Evaluation of friction losses in pipes and fittings of process engineering plants, *International Journal of Scientific and Technology Research*, 4 (10): 330-336 p.
- Özdemir, F., Toker M. T. ve Bayhan A. K.**, 2000, Sağım makinalarındaki gelişmeler ve Isparta yöresi işletme koşullarına uygun sağım makinası seçim ölçütleri, *19 Ulusal Tarımsal Mekanizasyon Kongresi (1-2 Haziran 2000, Erzurum)*, 451-456 s.
- Reinemann, D. J.**, 2019, Milking Machines and Milking Parlors, 225-243. In: Handbook of Farm, Dairy and Food Machinery Engineering, Academic Press, 787 p.
- Schlichting, H. and Gersten, K.**, 2000, Boundary-Layer Theory, Springer, Berlin.

- Spencer, S. B.**, 1993, Milking system design for large herds, *Western Large Herd Management Conference (1993, Las Vegas Nevada)*, 213 p.
- Tan, J., Janni, K. A. and Appleman, R. D.**, 1993, Milking system dynamics 2 - Analysis of vacuum systems, *Journal of Dairy Science*, 76 (8): 2204-2212.
- TS**, 2019, Kapalı Kanallarda Akışkan Akışının Ölçülmesi - İletken Sıvılar İçin Elektromanyetik Debimetreler Kullanım Kılavuzu, TS EN ISO 20456 Standardı, Türk Standardları Enstitüsü, Ankara, 44 s.
- TÜİK**, 2024, Hayvancılık İstatistikleri - Süt ve Süt Ürünleri Verileri, Türkiye İstatistik Kurumu.
- Ulusal Süt Konseyi**, 2024, “Süt ve Süt Ürünleri Üretim Raporu”, <https://ulusalsutkonseyi.org.tr/uretimler> (Erişim tarihi: 22.08.2024)
- Üçer, E.**, 2008, Örnek Süt Sığırcılığı İşletmelerinde Süt Sağım Mekanizasyonunda İşgücü Gereksinimleri ve Maliyetlerin Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Adnan Menderes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 72 s (yayımlanmamış).
- White, F. M.**, 2001, Fluid Mechanics (4th edition), McGraw-Hill, Inc, New York, 826 p.
- Willmott, C. J. and Matsuura, K.**, 2005, Advantages of the mean absolute error (MAE) over the root mean square error (RMSE) in assessing average model performance, *Climate Research*, 30 (1): 79-82 p.
- Willmott, C. J., Ackleson, S. G., Davis, R. E., Feddema, J. J., Klink, K. M., Legates, D. R., O'donnell, J. and Rowe, C. M.**, 1985, Statistics for the evaluation and comparison of models, *Journal of Geophysical Research Atmospheres*, 90: 8995-9005 p.
- Yıldız, Y., Karaca, C. ve Dağtekin, M.**, 2008, Hayvancılıkta Mekanizasyon, Hasad Yayıncılık, Adana.

TEŞEKKÜR

Tanıştığımız andan itibaren desteğini hiçbir zaman esirgemeyen, yeni bilgiler öğrenme konusunda beni sürekli teşvik eden, literatüre hakim olmamı sağlayan, simülasyon programını öğrenmemde destek olan, sözlerini her zaman kulağıma küpe yapacağım, beraber çalışmaktan gurur duyduğum danışman hocam Prof. Dr. Vedat DEMİR'e emekleri için sonsuz teşekkür ediyorum.

Eğitim hayatımda özel yeri olan, emekli olduğu yıl Araştırma Görevlisi olarak başlamam ve çalışma konum itibarıyla el aldığım, birlikte sağım makinası denemelerine katıldığım ve çalışmalarından yararlandığım değerli hocam Prof. Dr. Hamdi BİLGİN'e çok teşekkür ederim.

Yüksek lisans tez çalışmamın şekillenme sürecinde yapıcı eleştirileriyle beni destekleyen, literatüre hakim olmam konusunda bana yardımcı olan Dr. Öğr. Üyesi Hüseyin YÜRDEM, Doç. Dr. Tuncay GÜNHAN ve Prof. Dr. Hüseyin GÜLER'e teşekkürlerimi sunuyorum.

Ayrıca tüm destekleri için Ege Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları ve Teknolojileri Mühendisliği Bölümü başkanı Prof. Dr. Harun YALÇIN'a, başkan yardımcısı Dr. Öğr. Üyesi İkbâl AYGÜN'e, değerli bölüm hocalarıma ve idari personellerine teşekkürü borç bilirim.

Beni büyütüp bu günlere gelmemi sağlayan, maddi ve manevi desteklerini her an hissettiğim sevgili ailem Raşit DOĞU, Mebrure DOĞU, Deniz AYNUR, Ufuk AYNUR ve Ekin AYNUR'a sonsuz sabrı ve destekleri için çok teşekkür ediyorum.

Eğitim hayatım boyunca beni destekleyen, kilometrelerce mesafeden her türlü teknik sorunumda yardımcı olan Mert KARASU'ya sabrı ve inancı için çok teşekkür ederim.

26/11/2024
İZMİR
Damla DOĞU

ÖZGEÇMİŞ

Damla DOĞU, İlköğretim ve lise eğitimini İzmir’de tamamlayan Damla DOĞU, Cihat Kora Anadolı Lisesi’nden 2017 yılında mezun oldu. 2017 yılında başlamış olduğu Ege Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları ve Teknolojileri Mühendisliği Bölümü’nden 2021 yılında bölüm birincisi olarak mezun oldu. Lisans eğitimi boyunca başarısı nedeniyle YÖK Destek bursu aldı. 2022 yılında mezun olduğu bölümde yüksek lisans eğitimine başladı. 2023 Mart ayından itibaren Ege Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları ve Teknolojileri Mühendisliği Bölümü’de Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.