

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FAN COİL ISI EŞANJÖRÜNÜN FARKLI KOLEKTÖR
TASARIMININ SU BASINÇ KAYBINA ETKİSİ VE DENEYSEL
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Çiler Gizem BOSTANCI

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Bilim Dalı

ARALIK 2025

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FAN COİL ISI EŞANJÖRÜNÜN FARKLI KOLEKTÖR
TASARIMININ SU BASINÇ KAYBINA ETKİSİ VE DENEYSEL
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Çiler Gizem BOSTANCI

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Bilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof.Dr. Hüseyin PEHLİVAN

ARALIK 2025

Çiler Gizem BOSTANCI tarafından hazırlanan “Fan Coil Isı Eşanjörünün Farklı Kolektör Tasarımının Su Basınç Kaybına Etkisi ve Deneysel İncelenmesi” adlı tez çalışması 26.12.2025 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Bilim Dalı’nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Tez Jürisi

Jüri Başkanı : **Prof.Dr. Nezaket PARLAK**
Sakarya Üniversitesi

Jüri Üyesi : **Prof.Dr. Hüseyin PEHLİVAN(Danışman)**
Sakarya Üniversitesi

Jüri Üyesi : **Prof.Dr. Ali Etem GÜREL**
Düzce Üniversitesi



ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ

Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Eğitim-Öğretim Yönetmeliğine ve Yükseköğretim Kurumları Bilimsel Araştırma ve Yayın Etiği Yönergesine uygun olarak hazırlamış olduğum “Fan Coil Isı Eşanjörünün Farklı Kolektör Tasarımının Su Basınç Kaybına Etkisi ve Deneysel İncelenmesi” başlıklı tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın tüm aşamalarında yukarıda belirtilen yönetmelik ve yönergeye uygun davrandığımı, tezin içerdiği yenilik ve sonuçları başka bir yerden almadığımı, tezde kullandığım eserleri usulüne göre kaynak olarak gösterdiğimi, bu tezi başka bir bilim kuruluna akademik amaç ve unvan almak amacıyla vermediğimi ve 20.04.2016 tarihli Resmi Gazete’de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince Sakarya Üniversitesi’nin abonesi olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Enstitü tarafından belirlenmiş ölçütlere uygun rapor alındığını, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun ortaya çıkması halinde doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi beyan ederim.

(26/12/2025).

Çiler Gizem BOSTANCI





Çekirdek ailemden eşime, çocuklarıma ve kök aileme....



TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının hazırlanmasında destek ve katkılarını esirgemeyen herkese en içten teşekkürlerimi sunarım.

Akademik gelişimimde ve tez sürecinde bana rehberlik eden değerli danışmanım Prof.Dr. Hüseyin PEHLİVAN'na, sabrı ve desteğiyle her zaman yanımda olduğu için minnettarım.

İş hayatımdaki yoğun tempoya rağmen beni anlayışla karşılayan, fikirleriyle, eleştirileriyle ve moral desteğiyle yanımda olan değerli Daikin Ar-Ge Soğutma Güvenilirlik Bölümü iş arkadaşlarıma ve yöneticime teşekkür etmek isterim. Hem manevi destekleri hem de akademik çalışmalarım için sağladıkları esneklik, bu tezin tamamlanmasında önemli bir rol oynamıştır.

Bu çalışmanın yürütülmesi sırasında bana destek veren Daikin Isıtma ve Soğutma Sistemleri Sanayi Ticaret Anonim Şirketi'nin sağladıkları imkânlar ve paylaştıkları kıymetli bilgiler sayesinde bu tez daha güçlü bir temele oturmuştur.

Bu süreçte bana destek veren çekirdek aileme ve kök aileme, eşim İbrahim BOSTANCI ve çocuklarım Salih Uras – Metin Aras BOSTANCI, annem Fadime BALKAN, babam Metin BALKAN, ablam Çilem MÜCAHİTOĞLU'na motivasyonumu yüksek tutmamı sağladıkları ve bana duygusal destek verdikleri için teşekkür ederim. Onların varlığı, bu süreci daha anlamlı kılmıştır.

Çiler Gizem BOSTANCI



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ	v
TEŞEKKÜR	ix
İÇİNDEKİLER	xi
KISALTMALAR	xiii
SİMGELER	xv
TABLO LİSTESİ	xix
ŞEKİL LİSTESİ	xxi
ÖZET	xxiii
SUMMARY	xxv
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Kapsamı	1
1.2. Tezin Amacı	2
1.3. Tezin ikincil amacı	2
1.4. Literatür Araştırması	2
1.5. Hipotez	12
2. FAN COİL SİSTEMLERİ	13
2.1. Genel Bakış	13
2.2. Fan Coil Toplam Basınç Kaybını Etkileyen Faktörler	16
2.3. Fan Coil Toplam Basınç Kaybına Etki Eden Tasarım Parametreleri	21
2.3.1. Eşanjör tasarım etkileri	21
2.3.1.1. Boru çapı	21
2.3.1.2. Boru uzunluğu	22
2.3.1.3. Malzeme pürüzlülüğü	22
2.3.1.4. Boru dizilim şekli	22
2.3.1.5. Kanat tipi ve sıklığı	22
2.3.1.6. Isı transfer yüzey alanı	23
2.3.2. Kolektör ve devre tasarım etkileri	23
2.3.2.1. Boru çapı	23
2.3.2.2. Boru uzunluğu	23
2.3.2.3. Malzeme pürüzlülüğü	24
2.3.2.4. Giriş ve çıkış geometrisi ve yerleşimi	24
2.3.2.5. Devre yapılandırması	25
2.3.2.6. İç akış dağılımı	25
2.3.2.7. Dirsek, redüksiyon ve bağlantı elemanlarının yerel dirençleri ve ek direnç elemanları	26
2.3.2.8. Kaynak kalitesi ve iç yüzey pürüzlülüğü	27
2.3.2.9. İmalat toleransları ve montaj hataları	28
3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	29
3.1. Psikrometrik Laboratuvar Yapısı	29
3.1.1. Hava kapasitesinin hesaplanması	32
3.1.2. Su kapasitesinin hesaplanması	34

3.2. Test Düzeneği	35
3.2.1. Elektromanyetik debimetre	36
3.2.2. Su basınç farkı transmitteri	37
3.2.3. Sıcaklık Ölçerler.....	38
3.2.4. Test Bağlantı Yapısı	39
3.3. Ölçüm Belirsizliği Analizi.....	40
3.3.1. Elektromanyetik debimetre ölçüm belirsizliği	41
3.3.2. Diferansiyel basınç transmitteri ölçüm belirsizliği	42
3.3.3. PT100 Sıcaklık Sensörleri Ölçüm Belirsizliği	43
3.4. Test Numuneleri	44
4. HESAPLAMALAR.....	49
4.1. Geometri Tanımı	49
4.2. Debi ve Hızların Belirlenmesi	51
4.3. Akışkan Özellikleri.....	52
4.4. Reynolds Sayısının Hesaplanması.....	53
4.5. Sürtünme Katsayısının Hesaplanması	54
4.6. Doğrusal (Lineer) Sürtünme Kayıplarının Değerlendirilmesi.....	54
4.7. Çoklu Dağıtım Düzeltmesi	57
4.8. Yerel Kayıp Katsayılarının Değerlendirilmesi.....	58
4.9. Toplam K değeri.....	61
4.10. Dinamik Basınç ve Toplam Basınç Kaybı	61
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	65
5.1. A Grubu Numune Test Sonuç Özeti.....	65
5.2. B Grubu Numune Test Sonuç Özeti	66
5.3. C Grubu Numune Test Sonuç Özeti	67
5.4. D Grubu Numune Test Sonuç Özeti.....	68
5.5. E Grubu Numune Test Sonuç Özeti	69
5.6. Ana Etki Analizi (Taguchi Yaklaşımı).....	69
5.6.1. A ve B Grubu Numuneleri	69
5.6.2. C ve D Grubu Numuneleri	71
5.6.3. E Grubu Numuneleri	72
5.6.4. C ve E Grubu Numuneleri.....	73
5.7. Teorik ve Test Su Basınç Kayıplarının Kıyaslaması.....	74
5.8. Elde Edilen Bulguların Değerlendirilmesi	76
5.9. Öneriler.....	79
KAYNAKLAR.....	81
ÖZGEÇMİŞ	85

KISALTMALAR

ASHRAE	: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CFD	: Computational Fluid Dynamics
DB	: Dağıtım Borusu
DoE	: Design of Experiment
EN	: European Standards
FCU	: Fan Coil Unit
FS	: Full Scale
HVAC	: Heating, Ventilation and Air Conditioning
ISO	: International Organization for Standardization
MCDH	: Multi-Channel Distribution Header
MCRH	: Multi-Channel Rectangular Header
MCTH	: Multi-Channel Triangular Header
NC	: Number of Circuits
PT100	: Platin Direnç Termometresi
R-134a	: Soğutucu akışkan tipi
RH	: Relative Humidity
RTD	: Resistance Temperature Detector



SİMGELER

A	: Kesit Alanı [m^2]
B	: Manyetik Alan [Tesla]
c_p	: Özgül Isı (Hava veya Su) [$\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$]
D	: Çap [m]
D_h	: Hidrolik Çap [m]
D_i	: İç Çap [mm] veya [m]
D_o	: Dış Çap [mm] veya [m]
E	: İndüklenmiş Gerilim [V]
f	: Sürtünme Katsayısı (Darcy) [-]
f_{dal}	: Dal (Branch) Hattı Sürtünme Katsayısı (Darcy) [-]
f_{eff}	: Efektif Sürtünme Katsayısı [-]
f_{in}	: Giriş Hattı Sürtünme Katsayısı (Darcy) [-]
h	: Entalpi [kJ/kg]
h_{fg}	: Buharlaştırma Entalpisi [kJ/kg]
$h_{hava, çıkış}$	: Havanın Giriş Entalpisi [kJ/kg]
$h_{hava, giriş}$	: Havanın Giriş Entalpisi [kJ/kg]
k	: Debimetre Kalibrasyon Katsayısı [-]
K	: Yerel Direnç / Kayıp Katsayısı [-]
k(belirsizlik)	: Kapsam faktörü (Genellikle $k=2$) [-]
K_{lineer}	: Doğrusal Sürtünme Kayıp Katsayısı [-]
L	: Elektrotlar Arasındaki Etkin Mesafe [m]
L	: Uzunluk [mm] veya [m]
m	: Kütleli Debi [kg/h] veya [kg/s]
$m_{hava, ısıtma}$	: Isıtma modunda havanın kütleli debisi [kg/h] veya [kg/s]
$m_{hava, soğutma}$	: Soğutma modunda havanın kütleli debisi [kg/h] veya [kg/s]
m_{su}	: Suyun kütleli debisi [kg/h] veya [kg/s]
n	: Devre / Dal Sayısı [-]
$\emptyset$	: Boru Çapı İşareti [-]
P	: Basınç [kPa] veya [Pa]
q	: Dinamik Basınç [kPa]

Q	: Hacimsel su debisi [m^3/h] veya [m^3/s]
Q	: Isı Kapasitesi [kW]
Q_{dal}	: Dal (Branch) Hacimsel Debisi [m^3/h] veya [m^3/s]
Q_{duyulur}	: Duyulur Isı Kapasitesi [kW]
Q_{gizli}	: Gizli Isı Kapasitesi [kW]
Q_{hava,ısıtma}	: Hava Tarafı Isıtma Kapasitesi [kW]
Q_{hava,soğutma}	: Hava Tarafı Soğutma Kapasitesi [kW]
Q_{su}	: Su Tarafı Kapasitesi [kW]
R₀	: Nominal Direnç (0°C 'de) [Ω]
R_a	: Ortalama Yüzey Pürüzlülüğü [m]
Re	: Reynolds Sayısı [-]
Re_{dal}	: Dal (Branch) Hattı Reynolds Sayısı [-]
Re_{in}	: Giriş Hattı Reynolds Sayısı [-]
R_T	: T Sıcaklığındaki Direnç [Ω]
S	: Et Kalınlığı [mm] veya [m]
S_(istatistik)	: Standart sapma [-]
t	: Et Kalınlığı [mm] veya [m]
T	: Sıcaklık [$^\circ\text{C}$] veya [K]
t	: Zaman [s]
T_{db}	: Kuru Termometre Sıcaklığı [$^\circ\text{C}$] veya [K]
C_w	: Duvar Kayma Gerilmesi [Pa] veya [N/m^2]
T_{wb}	: Islak Termometre Sıcaklığı [$^\circ\text{C}$] veya [K]
U	: Ölçüm Belirsizliği [Değişken]
U_(genişletilmiş)	: Genişletilmiş belirsizlik (Total Uncertainty) [Değişken]
U_a	: A tipi (istatistiksel) belirsizlik [Değişken]
U_{acc}	: Cihaz hassasiyet belirsizliği [Değişken]
U_{buz}	: Buzlanma referans noktası belirsizliği [$^\circ\text{C}$]
U_c	: Bileşik standart belirsizlik [Değişken]
U_{çözünürlük}	: Okuma çözünürlüğü belirsizliği [Değişken]
U_{res}	: Okuma çözünürlüğü belirsizliği [Değişken]
V veya v	: Akışkan Hızı [m/s]
V_{dal}	: Dal Hızı (Branch Velocity) [m/s]
V_{giriş}	: Giriş Hızı [m/s]
V_{hava}	: Havanın Hacimsel Debisi [m^3/h]
V_{ort}	: Ortalama Hız [m/s]

α	: Sıcaklık Katsayısı [-]
Δh	: Entalpi Farkı [kJ/kg]
ΔP	: Su Basınç kaybı / basınç düşümü [kPa] veya [Pa]
ΔT	: Sıcaklık Farkı [°C] veya [K]
ε	: Yüzey Pürüzlülüğü [μm] veya [m]
μ	: Dinamik Viskozite [Pa.s]
ρ	: Yoğunluk [kg/m^3]
ω	: Nem Oranı [kg/kg]
ν	: Kinematik Viskozite [m^2/s]





TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 1.1. Test Numuneleri(Hwang ve Kim, 2006).....	6
Tablo 1.2. Durum bilgileri (Khunphakdee ve ark., 2025).....	7
Tablo 2.1. Bağlantı elemanlarına ait yerel direnç katsayıları (K).	20
Tablo 3.1. Test odasının genel özellikleri.	32
Tablo 3.2. Hacimsel su debilerine karşılık gelen kısmi ve bileşik belirsizlikler.....	42
Tablo 3.3. Hacimsel su debilerine karşılık gelen belirsizlikler.	42
Tablo 3.4. Su fark basıncına karşılık gelen kısmi ve bileşik belirsizlikler.....	43
Tablo 3.5. Su basınç kayıpları için belirsizlikler.....	43
Tablo 3.6. Sıcaklığa karşılık gelen kısmi ve bileşik belirsizlikler.....	44
Tablo 3.7. Su sıcaklık değerleri için belirsizlikler.....	44
Tablo 3.8. A grubu numune bilgileri	47
Tablo 3.9. B grubu numune bilgileri	47
Tablo 3.10. C grubu numune bilgileri	47
Tablo 3.11. D grubu numune bilgileri	48
Tablo 3.12. E grubu numune bilgileri	48
Tablo 4.1. Boru iç çapları ve kesit alanları.....	51
Tablo 4.2. E - 1 Numunesi hacimsel su debisi ve hız değerleri.	52
Tablo 4.3. Akışkan özellikleri	53
Tablo 4.4. Reynolds sayıları.....	53
Tablo 4.5. Sürtünme Katsayıları (f).....	54
Tablo 4.6. Doğrusal (Lineer) Sürtünme Katsayıları.....	55
Tablo 4.7. E-1 kolektör L/D _i oranı.....	58
Tablo 4.8. E-1 geometrisine göre K değerleri ve Açıklamaları	62
Tablo 4.9. K yöntemi ile hesaplanan toplam basınç kayıpları.	62
Tablo 4.10. E numunelerine ait K değerleri	63
Tablo 4.11. E numunelerine ait K yöntemi ile hesaplanan toplam basınç kayıpları.	64
Tablo 5.1. A ve B grupları incelenen faktörler ve seviye tanımları.	70
Tablo 5.2. A ve B grupları çap ana etkisi.	71
Tablo 5.3. A ve B grupları boy ana etkisi.	71
Tablo 5.4. C ve D grupları çap ana etkisi.	72
Tablo 5.5. C ve D grupları boy ana etkisi.	72
Tablo 5.6. E grupları çap ana etkisi.....	73
Tablo 5.7. C ve E grupları çap ana etkisi.	73
Tablo 5.8. C ve E grupları çap devre sayısı ana etkisi.	73
Tablo 5.9. E-1 için teorik ve test basınç kayıpları kıyaslaması.....	75
Tablo 5.10. E-2 için teorik ve test basınç kayıpları kıyaslaması.....	75
Tablo 5.11. E-3 için teorik ve test basınç kayıpları kıyaslaması.....	75
Tablo 5.12. E numunesi için test ve teorik K değeri kıyaslaması.	75
Tablo 5.13. Kolektör borusu L/D _i oranları.....	76
Tablo 5.14. Devre borusu L/D _i oranı.....	76
Tablo 5.15 . C modeli-K, E modeli-K değerlerine göre oranlar.....	78

Tablo 5.16. Literatür grafiksel karşılaştırma.	78
Tablo 5.17. Bakır boru maliyet tablosu	80
Tablo 5.18. Maliyet düşümü etkisi	80



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1. Verimlilik indeksi, çap ve tüp aralığı için sonuç grafikleri (Bai ve ark., 2021).	4
Şekil 1.2. Test Düzeneği (Hwang ve Kim, 2006).	5
Şekil 1.3. Tek fazlı akış ve çift fazlı akış basınç kaybı / uzunluk oranına bağlı değişimler – a,b,c test tüpleri için (Hwang ve Kim, 2006).	6
Şekil 1.4. Tüm olası başlık ve kanal yapılandırmaları (Lecardonnell ve ark., 2025). ..	7
Şekil 1.5. Deney tasarımında çalıştırılacak olguların geometrisi (Khunphakdee ve ark., 2025).	8
Şekil 1.6. Alanın orta düzleminde giriş başlığına ve aşağı akış borularına odaklanan hız vektörü (Khunphakdee ve ark., 2025).	8
Şekil 1.7. a) 1–2 durumları, (b) 3–4 durumları, (c) 5–6 durumları ve (d) 7–8 durumları için alanın orta düzlemindeki hız eğrisi (Khunphakdee ve ark., 2025).	9
Şekil 1.8. Farklı basınç düşüşleri altında dağıtım kollektörü tasarımı (Men ve ark., 2024).	10
Şekil 1.9. Giriş ortalama hızı 1 m/s olduğunda üç radyatörün akım dağılımı (Men ve ark., 2024).	11
Şekil 2.1. Fan coil ünitesi model çeşitleri.	13
Şekil 2.2. Fan coil ünitesi patlatılmış ürün görseli (Daikin, 2020).	14
Şekil 2.3. Fan coil ünitesi kolektör bağlantı örneği.	18
Şekil 2.4. Fan coil de basınç kaybına etki eden parametreler.	21
Şekil 3.1. Hava entalpi odası örnek görseli (Deltastark, 2024).	30
Şekil 3.2. İkili hava entalpi odası şematik gösterimi.	31
Şekil 3.3. Şematik test düzeneği gösterimi.	35
Şekil 3.4. Su debimetresi.	37
Şekil 3.5. Su basınç farkı transmitteri.	38
Şekil 3.6. PT100 direnç termometreleri (CHINO, 2024).	39
Şekil 3.7. Fan coil kolektör test yapısı; a: su basınç farkı boruları, b: sıcaklık ölçer, c: su boru hatları.	40
Şekil 3.8. Numune örnekleri.	45
Şekil 3.9. A ve B numune grupları tasarım yapısı	46
Şekil 3.10. C ve D numune grupları tasarım yapısı	46
Şekil 3.11. E numune grupları tasarım yapısı.	46
Şekil 4.1. K Değerlerinin yerlerinin gösterimi geometrik tanım.	50
Şekil 5.1. A grubu numunelerinin grafiksel test sonuçları.	65
Şekil 5.2. B grubu numunelerinin grafiksel test sonuçları.	66
Şekil 5.3. C grubu numunelerinin grafiksel test sonuçları.	67
Şekil 5.4. D grubu numunelerinin grafiksel test sonuçları.	68
Şekil 5.5. E grubu numunelerinin grafiksel test sonuçları.	69
Şekil 5.6. C ve E grupları kıyaslaması.	77



TÜRKÇE TEZ BAŞLIĞI BU FAN COIL ISI EŞANJÖRÜNÜN FARKLI KOLEKTÖR TASARIMININ SU BASINÇ KAYBINA ETKİSİ VE DENEYSEL İNCELENMESİ

ÖZET

Deneysel çalışmalar, 7–15 °C su sıcaklığı ve 15–25 °C hava sıcaklığı aralığında, bir hava entalpi laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Hacimsel su debisi (Q , m³/h) ile fark basıncı (ΔP , kPa) arasındaki ilişkiler grafiksel olarak analiz edilmiştir. Her bir grup (A, B, C, D, E), Ø16, Ø22 ve Ø25 mm çaplarında üçer numune olmak üzere toplam 15 numune ile test edilmiştir.

Grup tasarımları şu şekildedir: A Grubu, devreler ortada, boru uzunluğu 180 mm, B Grubu, devreler ortada, boru uzunluğu 240 mm, C Grubu, devreler uç kenarlarda, boru uzunluğu 180 mm, D Grubu, devreler uç kenarlarda, boru uzunluğu 240 mm, E Grubu, devreler hem ortada hem kenarlarda, 4NC, boru uzunluğu 180 mm.

Deneysel sonuçlara göre;

0,150–0,500 m³/h aralığında, çap ve boy değişikliklerinin ΔP üzerinde belirgin bir etkisi gözlemlenmemiştir.

0,500–1,000 m³/h aralığında, A grubunda ΔP , çap arttıkça en fazla 1 kPa artmıştır. B grubunda, A grubuna göre ΔP , Ø16 için 1 kPa'dan az değişmiş ve azalmıştır, diğer çaplarda belirgin bir değişim gözlemlenmemiştir. C grubunda ΔP , çap arttıkça en fazla 0,5 kPa azalmıştır. D grubunda ΔP , C grubuna göre artmıştır; Ø16 için 0,5 kPa, Ø25 için 2,5 kPa'dan az değişim gözlenmiştir.

1,000–1,500 m³/h aralığında, A grubunda ΔP , çap arttıkça en fazla 2 kPa artmıştır. B grubunda, A grubuna göre ΔP , Ø16 için 2,5 kPa'dan, diğer çaplarda belirgin bir değişim gözlemlenmemiştir. C grubunda ΔP , çap arttıkça 1 kPa'a kadar azalmıştır. D grubunda ΔP , C grubuna göre artmış; Ø25 için 5 kPa'a kadar artış gözlenmiştir.

1,500–2,000 m³/h aralığında, A grubunda ΔP , çap arttıkça en fazla 3,5 kPa artmıştır. B grubunda, A grubuna göre ΔP , Ø16 için 5 kPa'dan, diğer çaplarda 0,5 kPa'dan az değişmiştir. C grubunda ΔP , çap arttıkça en fazla 1,5 kPa azalmıştır. D grubunda, C grubuna göre ΔP , Ø25 için 7,5 kPa'a kadar azalmıştır.

E grubunda, devre sayısının artmasıyla birlikte basınç kaybının A, B, C ve D gruplarına kıyasla yaklaşık 3 kat azaldığı görülmüştür. Ayrıca, boru çapı arttıkça ΔP 'nin azaldığı yönündeki geleneksel beklenti burada doğrulanmıştır; en yüksek ΔP farkı 1,5 kPa olarak gözlenmiştir.

Sonuç olarak; boru çaplarının artışı, laminar akış ve dengeli dağıtım sistemlerinde basınç kaybını anlamlı şekilde düşürebilmektedir.

Yalnızca çap değişikliği yerine, devre sayısı (NC) ve boru uzunluğu gibi parametrelerin de tasarımı dikkate alınması gerekmektedir.

4 NC gibi daha dengeli akış yapıları oluşturularak, çap artışının basınç kaybını azaltma etkisi optimize edilebilir.

Düşük su debisi aralıklarında çap artışı belirgin bir değişiklik göstermediği için maliyet açısından uygun olan bakır boru seçimi yapılabilir.

Ayrıca, devre bağlantı noktalarının kolektör içerisindeki konumu kritik bir tasarım parametresi olarak öne çıkmakta; devre girişlerinin kolektörün köşe ve uç bölgelerinde konumlandırılması veya ana türbülans bölgesinden yeterli mesafede bırakılması, yerel hidrolik kayıpların azaltılmasına önemli katkı sağlamaktadır.

Anahtar Kelimeler: Devre sayısı (NC), fan coil, hidrolik performans, kolektör boru geometrisi, su basınç kaybı.



EFFECT OF DIFFERENT COLLECTOR DESIGNS ON WATER PRESSURE LOSS AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE FAN COIL HEAT EXCHANGER

SUMMARY

The experimental studies were carried out on a closed-loop hydraulic test rig designed to evaluate the water-side hydraulic performance of fan coil heat exchangers. The tests were conducted in an air enthalpy room (AER) integrated with a water system in which temperature and flow rate conditions could be precisely controlled. The test rig consisted of a circulation pump, flow control valves, fittings, a mounting section for the collector specimen, and sensor components, enabling stable and repeatable experimental conditions.

The water flow rate was measured using a Yokogawa AXG electromagnetic flow meter with a measurement accuracy of $\pm 0.35\%$, ensuring reliable evaluation of flow characteristics over the entire operating range. The differential pressure of the water was measured using a Yokogawa EJA110E differential pressure transmitter with an accuracy of $\pm 0.055\%$ FS. Temperature measurements were performed using Class A PT100 sensors, and the sensor accuracy was taken as $\pm(0.15 + 0.002 \cdot |T|)$ °C. The thermophysical properties of water were determined using reference data provided by ASHRAE (2017) and Crane (2018). During the experiments, the water temperature was maintained within the range of 7–15 °C and the air temperature within 15–25 °C, while the volumetric flow rate was varied stepwise between 0.150 and 2.000 m³/h. This operating range represents typical working conditions of fan coil systems and allows the hydraulic behaviour of the collectors to be evaluated under practical application scenarios.

A total of 15 collector samples were evaluated under five different groups in order to investigate the effects of geometric parameters on hydraulic performance. In all groups, collector pipe diameters of Ø16, Ø22, and Ø25 mm were tested.

Groups A and B represent two-circuit (2NC) configurations with centrally positioned circuits and a central inlet and outlet. The only difference between these two groups is the collector length, which was 180 mm for Group A and 240 mm for Group B.

Groups C and D also have a 2NC configuration with a central inlet and outlet; however, in these groups the circuit connections are located at the corner edges of the collector, resulting in an end-located (corner-positioned) circuit arrangement. Group C has a collector length of 180 mm, while Group D differs from Group C in that the collector length is extended to 240 mm and the collector body is expanded toward the corner circuits. This design allows the influence of collector length variation on flow distribution and pressure loss to be evaluated under corner-connected flow conditions.

Finally, Group E, developed with the objective of hydraulic optimization, features a central inlet and outlet and a symmetrically distributed four-circuit (4NC) arrangement with a fixed collector length of 180mm, providing improved flow balance.

According to the experimental results, in the low flow rate range of 0.150–0.500 m³/h, changes in pipe diameter and collector length did not result in a significant change in differential pressure (ΔP) for any of the tested groups. This indicates that, under low flow conditions, geometric variations are largely masked by the overall low velocity levels within the collector. In the flow rate range of 0.500–1.000 m³/h, ΔP in Group A increased by up to 1 kPa with increasing pipe diameter. In Group B, when compared to Group A, the ΔP variation for Ø16 remained below 1 kPa and exhibited a decreasing trend, while no significant change was observed for the other diameters. In Group C, ΔP decreased by up to 0.5 kPa as the diameter increased, whereas in Group D, ΔP increased compared to Group C, with the change remaining below 0.5 kPa for Ø16 and below 2.5 kPa for Ø25.

In the intermediate flow rate range of 1.000–1.500 m³/h, ΔP in Group A increased by up to 2 kPa as the pipe diameter increased. In Group B, compared to Group A, the ΔP change for Ø16 remained below 2.5 kPa, while no significant variation was observed for the other diameters. In Group C, ΔP decreased by up to 1 kPa with increasing diameter. In contrast, in Group D, ΔP increased compared to Group C, and an increase of up to 5 kPa was observed for Ø25, indicating the combined influence of corner positioning and extended collector length at higher flow rates.

In the highest flow rate range of 1.500–2.000 m³/h, ΔP in Group A increased by up to 3.5 kPa with increasing pipe diameter. In Group B, compared to Group A, the ΔP change for Ø16 remained below 5 kPa, while it was less than 0.5 kPa for the other diameters. In Group C, ΔP decreased by up to 1.5 kPa as the diameter increased. In Group D, ΔP decreased compared to Group C, with a reduction of up to 7.5 kPa observed for Ø25, demonstrating that the interaction between diameter, length, and circuit positioning becomes more pronounced at high flow rates.

In Group E, which has an increased number of circuits and a more balanced internal flow distribution, the pressure loss was observed to be approximately three times lower than that measured in Groups A, B, C, and D. In addition, the conventional expectation that pressure loss decreases with increasing pipe diameter was confirmed for this group, with the maximum ΔP difference observed being approximately 1.5 kPa. This behaviour clearly distinguishes the 4NC configuration from the 2NC designs and highlights the role of flow balance in achieving lower pressure losses.

Within the scope of the study, the sensitivity of water-side pressure loss to geometric parameters was further evaluated using the main effect analysis logic of the Taguchi approach. For Groups A and B, analysed over the common flow rate range of 0.15–1.70 m³/h, the main effect of pipe diameter was calculated as 2.39 kPa, while the main effect of collector length was 0.40 kPa. These results indicate that diameter has a more dominant influence than length in centrally connected 2NC configurations; however, the direction of this influence corresponds to an increase in average pressure loss with increasing diameter.

For Groups C and D, which also have a 2NC configuration but with corner-positioned circuits, the Taguchi analysis showed that the main effect of pipe diameter was 1.31 kPa and the main effect of collector length was 1.29 kPa. The close magnitude of these values demonstrates that diameter and length contribute almost equally to changes in average pressure loss in corner-connected designs. Similar to Groups A and B, the results confirm that increasing pipe diameter in these configurations does not lead to a reduction in pressure loss.

Overall, the Taguchi-based main effect analysis confirms that water-side pressure loss in fan coil collectors is governed primarily by circuit configuration and flow distribution, while the effect of pipe diameter becomes meaningful only in hydraulically balanced designs such as the 4NC configuration.

The total pressure loss in the collector system was modelled using the loss coefficient method (K-method). In this approach, all hydraulic losses originating from system components are represented by a dimensionless loss coefficient (K) related to the dynamic pressure. The comparison between theoretical and experimental K values for the E-group showed that the overall trend and magnitude of the loss coefficients were captured by the model, although the experimentally obtained values were consistently slightly higher than the theoretical predictions. These deviations are mainly attributed to inlet mixing, separation, merging, and outlet redirection losses, represented by coefficients such as K_2 , K_4 , K_7 , and K_9 , which are influenced by diameter-related changes in flow structure. Nevertheless, the observed differences remain within a limited range, confirming the applicability of the K-method for comparative design evaluation.

In conclusion, this study demonstrates that hydraulic optimization of fan coil collectors requires a holistic design approach rather than a diameter-focused strategy. The experimental results confirm that the commonly cited assumption of reduced pressure loss with increased diameter is not universally applicable in compact systems. By adopting balanced flow configurations, such as 4NC designs, and by carefully considering geometric placement and connection details, it is possible to achieve lower pressure losses with smaller or moderate pipe diameters. This approach not only improves hydraulic performance but also supports cost-effective design by reducing material usage and pump energy consumption, thereby contributing to more efficient and sustainable fan coil system operation.

Keywords: Circuit number (NC), collector pipe geometry, fan coil, hydraulic performance, water pressure loss.



1. GİRİŞ

Fan coil sistemleri, su tarafı ve hava tarafının birlikte çalıştığı kompakt terminal çözümler olarak, hidronik dağıtım sistemleriyle doğrudan etkileşim hâlinindedir. Bu etkileşimde, fan coil ünitesinin iç yapısı kadar, suyun üniteye nasıl dağıtıldığı ve kolektör üzerinden devrelere nasıl yönlendirildiği de sistem davranışını belirleyen önemli unsurlar arasında yer almaktadır. Bu bağlamda fan coil sistemlerinin değerlendirilmesinde, yalnızca ısı transferi değil, su tarafı akış karakteristiklerinin ve kolektör kaynaklı hidrolik etkilerin de dikkate alınması gerekmektedir.

1.1. Tezin Kapsamı

Bu tez çalışması, farklı kolektör tasarım parametrelerinin boru çapı ($\varnothing 16$, $\varnothing 22$, $\varnothing 25$ mm), boru uzunlukları (180 mm ve 240 mm) ve devre sayıları (2NC ve 4NC) kolektörde oluşan su tarafı basınç kaybı (ΔP) üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemeyi amaçlamaktadır. Çalışma, fan-coil sistemlerinde kullanılan kolektörlerin hidrolik performansının iyileştirilmesine yönelik tasarım odaklı bir yaklaşım sunmaktadır.

Deneysel uygulamalar, 7–15 °C su sıcaklığı ve 15–25 °C hava sıcaklığı aralığındaki laboratuvar koşullarında gerçekleştirilmiş olup dört farklı hacimsel debi aralığı (0,150–0,500 m³/h; 0,500–1,000 m³/h; 1,000–1,500 m³/h; 1,500–2,000 m³/h) için ölçümler yapılmıştır. Elde edilen veriler grafiksel olarak değerlendirilmiş ve boru çapı, boru uzunluğu ve devre sayısının ΔP üzerindeki etkileri karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir.

Çalışma sonuçları, düşük debili sistemlerde boru çapındaki değişimin basınç kaybı üzerinde sınırlı bir etkiye sahip olmasına karşın, yüksek debi bölgesinde bu etkinin belirgin biçimde arttığını ortaya koymuştur. Ayrıca 4NC konfigürasyonu gibi daha dengeli akış dağılımı sağlayan yapılarda basınç kaybının anlamlı ölçüde düşürülebileceği görülmüştür. Bu bulgular doğrultusunda, boru sistemlerinin tasarımında yalnızca boru çapının ve boyunun değil; aynı zamanda devre sayısının ve yerleşimin de dikkate alınması gerektiği anlaşılmıştır.

1.2. Tezin Amacı

Fan coil sistemleri temel olarak basit bir yapıya sahip olsa da uygulamada yüksek montaj maliyetleri, ses oluşumu, terleme ve buzlanma problemleri, hava ve su devrelerinde basınç kayıpları ile hava kalitesi sorunları gibi birçok işletme zorluğu ortaya çıkabilmektedir. Buna ek olarak, merkezi sistemlerde görülen arıza ve servis ihtiyaçları da fan coil uygulamalarında sık karşılaşılan problemler arasındadır.

Saha uygulamalarından gelen geri bildirimler özellikle basınç kaybı kaynaklı performans düşüşlerinin önemli bir problem olduğunu göstermektedir. Bu doğrultuda, fan coil ürünlerinde kullanılan kolektör tasarımlarının detaylı biçimde incelenmesi, mevcut tasarımın iyileştirilmesine yönelik önerilerin geliştirilmesi ve bu iyileştirmenin sistem maliyetlerine olası katkılarının değerlendirilmesi bu tezin temel amacını oluşturmaktadır.

1.3. Tezin ikincil amacı

Bu çalışma, fan coil sistemlerinde kullanılan kolektör tasarımlarında boru çapı, boru uzunluğu ve devre sayısı gibi parametrelerin su tarafı basınç kaybı (ΔP) üzerindeki etkilerini deneysel olarak değerlendirmeyi hedeflemektedir. Bu kapsamda kolektör geometrisindeki değişimlerin sistemin hidrolik davranışına katkısı ayrıntılı biçimde ele alınmıştır.

Çalışmanın odağında, literatürde yaygın kabul gören “boru çapı arttıkça basınç kaybı azalır” yaklaşımının farklı kolektör konfigürasyonlarında geçerliliğinin sorgulanması yer almaktadır. Bu amaç doğrultusunda elde edilen ΔP – Q verileri grafiksel olarak karşılaştırılmış, elde edilen sonuçların sistem verimliliği ve kolektör tasarım optimizasyonu açısından ne tür etkiler doğurduğu değerlendirilmiştir.

Sonuç olarak bu tez, farklı kolektör yapılarına bağlı hidrolik performans değişimlerini ortaya koyarak tasarım sürecine teknik açıdan yön veren tamamlayıcı bir değerlendirme sunmaktadır.

1.4. Literatür Araştırması

Son yıllarda kapalı alanlarda konfor koşullarının sağlanmasına yönelik gereksinimlerin artmasıyla birlikte, ısı transferi sağlayan soğutma ve ısıtma cihazlarının kullanım oranı yükselmiş ve enerji verimliliği odaklı tasarımlar öne

çıkmaya başlamıştır. Bu talebi karşılayan temel cihazlardan biri fan coil üniteleridir. Fan coil sistemlerinde ses, titreşim, buzlanma, hava ve su basınç kayıpları ile merkezî sistem arıza-servis problemleri başlıca karşılaşılan sorunlardır. Bu problemlerin önemli bir bölümü, sistemin hidrolik davranışı ve hava-su etkileşiminden kaynaklanmaktadır.

Bu nedenle, arıza kontrolü, optimum fan hızı yönetimi, dinamik sistem kontrolü gibi modeller üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Sonuç olarak öngörülü bina kontrollerinin uygulandığı ve akıllı bir şehirde akıllı bir binanın önemli enerji ve maliyet tasarruf potansiyelleri ortaya çıkardığı savunulmaktadır (Chen ve ark., 2022; Edwards ve ark., 2021; Hernández ve ark., 2022; Lauro ve ark., 2014; Martinčević ve ark., 2019; Pourarian ve ark., 2016; Song ve ark., 2021).

Bir başka önemli çalışma alanı, FCU'ların hava kalitesi üzerinedir. Ye ve ark. (2022), ısıtma modunda oda sıcaklığının korunması sırasında %40'ın üzerinde bağıl nem sağlayabildiğini göstermiş ve hava kalitesi ile memnuniyet arasındaki ilişkiyi incelemiştir. Nemlendirme sıcaklığının sadece 0,3°C düşürülmesiyle şikâyet oranlarının %9,55'e kadar azaldığı raporlanmıştır.

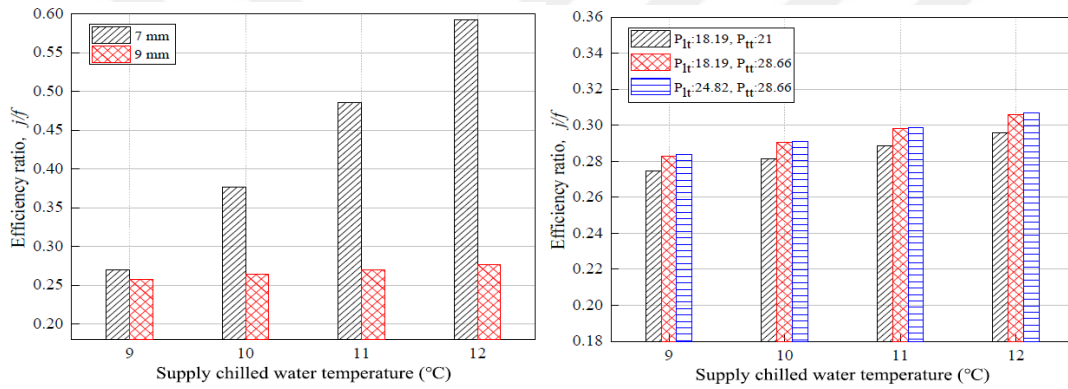
Literatürde ele alınan bir diğer problem ise FCU'lardaki buzlanma oluşumudur. Bu konuya odaklanan JoseFernandez-Seara ve ark. (2010), buzlanmayı önlemek amacıyla su-glikol çözeltilerinin kullanımını değerlendirerek basınç düşüşü, hacimsel akış ve buz konsantrasyonu gibi parametreleri incelemiştir. Çalışmada farklı fan hızları ve hava/su akış oranlarının buzlanma üzerindeki etkileri gözlemlenmiş ve belirli aralıklarda iyileşme sağlandığı belirtilmiştir.

Fan coil performansını etkileyen faktörlerden biri de hava tarafı basınç kayıplarıdır. Tee Lin ve ark. (2014), hava basıncı kayıpları için yapılan araştırmada, hava basıncı kayıplarını iyileştirmek için kullanılan yöntemlerin enerji verimliliği açısından %4 etkili olabileceğini belirtmiştir.

Performansın artırılması amacıyla yapılan diğer araştırmalarda farklı akışkanlar kullanılarak ısı transfer performansını yükseltmeye yönelik çalışmalar yapılmıştır. FCU sisteminde akışkan özelliklerinin performansı doğrudan etkilediği bilinmektedir. Özellikle nanoakışkan kullanımıyla ısı transferinde belirgin iyileşmeler sağlandığı bazı çalışmalarda ifade edilmiştir (Maddah ve Ghasemi, 2017; Bretado-de los Rios ve ark., 2022).

Su tarafı basınç düşümünü etkileyen bir diğer konu boru geometrisidir. Hata ve Shibahara (2023), dairesel borular içinde serpantin yerleşimi, yüzey alanı artırımı ve çeşitli bağlantı elemanlarının ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkilerini incelemiştir; bazı bağlantı elemanlarının yerel kayıpları önemli ölçüde artırdığını göstermiştir (Hata ve Shibahara, 2023; Akhavan-Behabadi ve ark., 2009).

Mengmeng Bai ve ark. (2021), tarafından yapılan çalışmada fan coil ünitesinin ısı ve kütle transferi sayısal modeli önerilmiş ve bu çalışmanın analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırılmıştır. Sayısal analiz, soğutulmuş su giriş sıcaklığı 9-12 °C olduğunda, sıra sayısının 4'ten 6'ya, çapın 7 mm'den 9 mm'ye, boru aralığının 21 mm'den 28,66 mm'ye çıkması transferini iyileştirdiği; boru aralığının 21 mm'den 28,66 mm'ye çıkması yani genişlemesinin ise basınç kaybını azalttığı belirtilmiştir (Şekil 1.1).

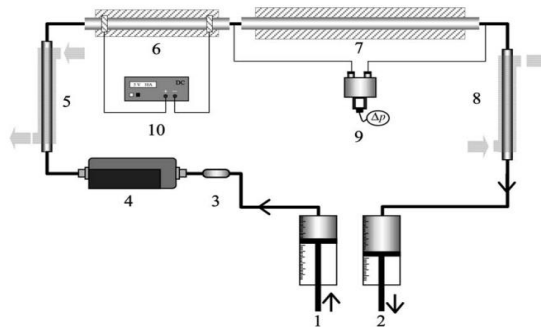


Şekil 1.1. Verimlilik indeksi, çap ve tüp aralığı için sonuç grafikleri (Bai ve ark., 2021).

Fan coil sistemlerinde su akışına ait hidrolik davranış ile sürtünme kayıpları birçok çalışmada mikro ölçekli akış yapıları üzerinden incelenmiştir. Bu kapsamda Peng ve ark. (1996), farklı mikro kanal geometrileri ve hidrolik çaplara sahip kanallarda su akışının basınç kaybı ve ısı transferi karakteristiğini deneysel olarak araştırmıştır. Çalışma, mikro düzeyde kanal şeklinin sürtünme direnci üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu ve dar kanallarda akış rejiminin klasik boru akışından farklılık gösterebildiğini ortaya koymuştur. Bu bulgu, akış tünelinin boyutlarının ve akış yolunun geometrisinin basınç kaybı üzerinde belirleyici olduğunu göstermekte ve özellikle dar veya karmaşık akış yollarına sahip sistemlerde hidrolik kayıpların dikkatle değerlendirilmesi gerektiğini vurgulamaktadır. Bu çalışma, tezin temel odağı olan kollektör geometrisinin basınç kaybı üzerindeki etkilerini desteklemekte; akış yolundaki geometrik değişimlerin sürtünme kaybını nasıl etkilediğini literatür düzeyinde doğrulamaktadır.

Benzer bir çalışmada, O. Barlay Ergü ve ark. (2009), 3,70 mm genişliğe, 0,107 mm yüksekliğe ve 35 mm uzunluğa sahip dikdörtgen bir mikro kanaldaki basınç düşümünü ve yerel kütle transferini incelemiştir. Basınç ölçümleri, 100–845 arasındaki Reynolds sayılarında çalışma sıvısı olarak damıtılmış su ile gerçekleştirilirken, kütle transferi ölçümleri ise 18–552 aralığındaki Reynolds sayılarında kimyasal bir çözelti kullanılarak elektrokimyasal yayıcı difüzyon akımı tekniğiyle yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar, deneysel sürtünme faktörlerinin teorik korelasyonlarla hesaplanan değerlerden bir miktar daha yüksek olduğunu göstermektedir.

Farklı bir çalışmada, Yun Wook Hwang ve ark. (2006), test akışkanı olarak R-134a kullanarak mikro tüplerdeki basınç düşümü davranışını incelemiştir (Şekil 1.2). Çalışmada kullanılan test tüpleri, iç çapları sırasıyla 0,244 mm, 0,430 mm ve 0,792 mm olan dairesel paslanmaz çelik tüplerdir (Tablo 1.1). Literatürde bazı araştırmalar Reynolds sayısının 1000’den önce akış geçişi rapor etse de, bu çalışmada tek fazlı akış koşullarında söz konusu geçiş gözlemlenmemiştir. Geleneksel teorilerde kullanılan sürtünme faktörlerinin yaklaşık %8,9 mutlak ortalama sapma aralığında geçerli olduğu belirlenmiştir İki fazlı akışlarda basınç düşüşünün; artan kalite, artan kütle akısı ve büyüyen tüp çapı ile arttığı görülmüştür (Şekil 1.3). Mevcut korelasyonların, mikro tüplerdeki iki fazlı akış için sürtünme çarpanlarını yeterli doğrulukta tahmin edemediği görülmüş ve bu nedenle çalışma kapsamında Lockhart–Martinelli tipinde yeni bir korelasyon önerilmiştir. Bu yeni korelasyon, tüp çapının, yüzey geriliminin ve Reynolds sayısının iki fazlı basınç düşüşü üzerindeki etkilerini kapsamaktadır. Çalışmada geliştirilen modelin, deneysel verileri %8,11 mutlak ortalama sapma içerisinde başarıyla tahmin ettiği raporlanmıştır.

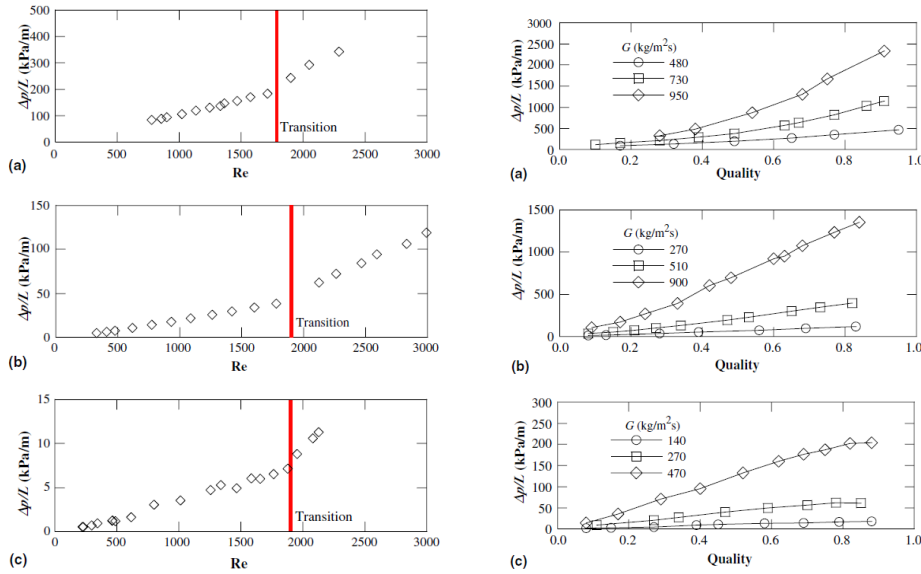


Experimental test rig for the pressure drop test (1: syringe pump 1, 2: syringe pump 2, 3: filter, 4: thermal mass flow meter, 5: subcooler, 6: preheater, 7: test section, 8: condenser, 9: differential pressure transducer, 10: DC power supply).

Şekil 1.2. Test Düzeneği (Hwang ve Kim, 2006).

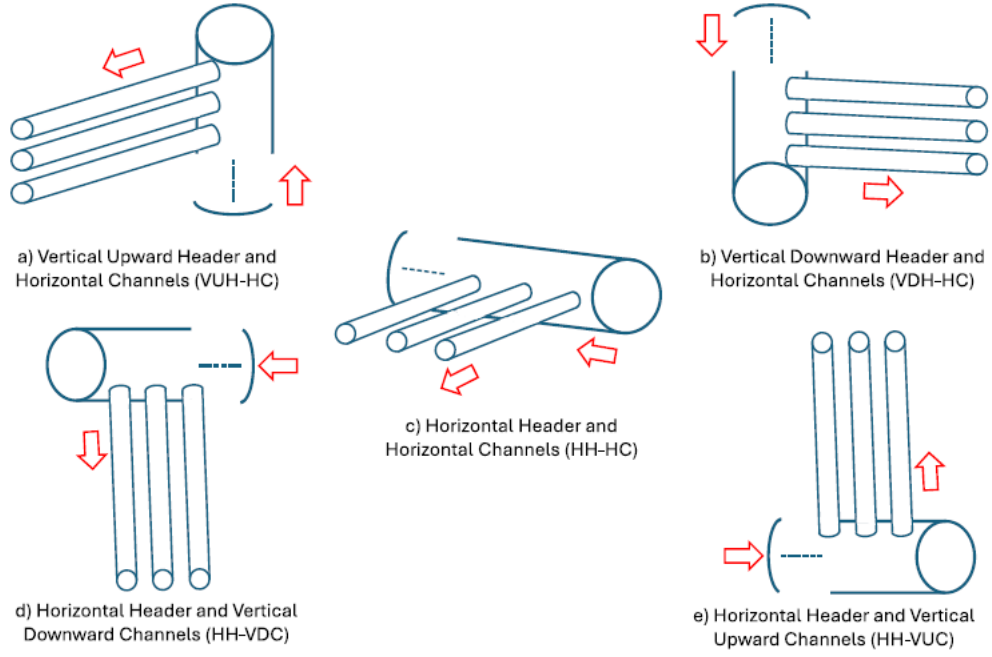
Tablo 1.1. Test Numuneleri(Hwang ve Kim, 2006).

Test Tüpleri	D_i (mm)	ε (μm)	L_{sp} (mm)	L_{tp} (mm)
A	0,244	0,397	400	60
B	0,430	0,486	400	180
C	0,792	0,341	462	462

**Şekil 1.3.** Tek fazlı akış ve çift fazlı akış basınç kaybı / uzunluk oranına bağlı değişimler – a,b,c test tüpleri için (Hwang ve Kim, 2006).

Xiang-fei Yu ve ark. (2012) (Yu ve ark., 2012), fraktal ağaç benzeri mikro kanallarda ısı transferi ve basınç kaybını hem sayısal hem deneysel yöntemlerle analiz etmiş; mikro kanallarda üretilen girdap yapılarının ısı taşınımını önemli derecede etkilediğini belirtmiştir.

Lecardonnell ve ark. (2025) (Lecardonnell ve ark., 2025), tarafından yürütülen çalışma, bu tezin bulgularıyla önemli paralellikler göstermektedir. Araştırmacılar, bir evaporatör kolektöründeki iki fazlı akış dağılımını etkileyen faktörleri incelemek amacıyla "Deney Tasarımı" (Design of Experiment - DoE) yöntemini kullanmışlardır. Çalışmalarında, kolektör ve kanal oryantasyonunun akış dağılımını etkileyen en baskın parametre olduğunu, bunu takiben en etkili ikinci parametrenin ise giriş borusu pozisyonu olduğunu belirlemişlerdir (Şekil 1.4).



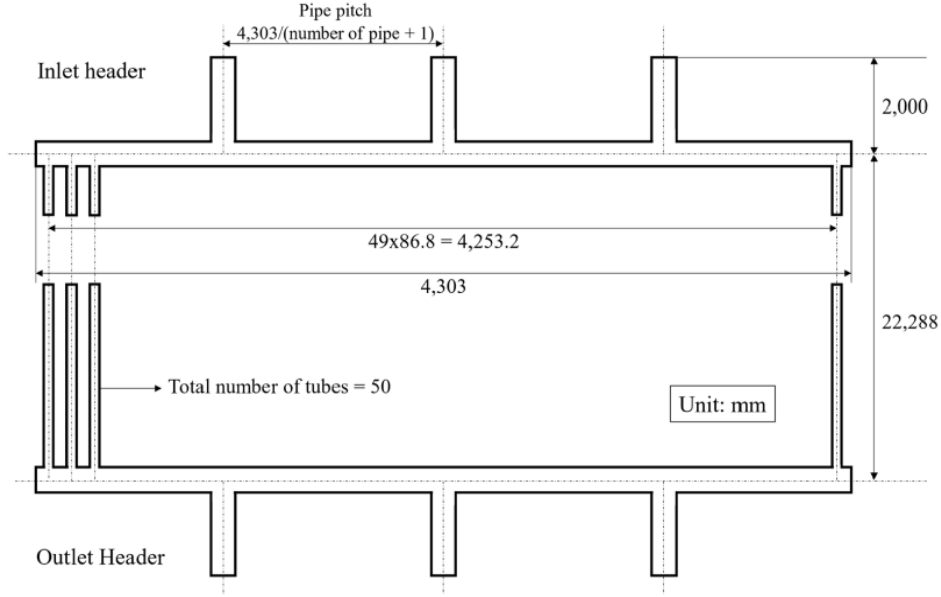
Şekil 1.4. Tüm olası başlık ve kanal yapılandırmaları (Lecardonnel ve ark., 2025).

Yakın tarihli bir çalışmada Khunphakdee ve ark. (2025), yüksek basınçlı ekonomizer kolektörlerinde akış kaynaklı korozyonu azaltmak amacıyla hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve deney tasarımı yöntemlerini kullanmışlardır. Araştırmada kolektör çapı ve malzeme özelliklerine ek olarak özellikle bağlantı borusu sayısının akış karakteristiği üzerindeki rolü detaylı şekilde incelenmiştir (Tablo 1.2, Şekil 1.5). Elde edilen sonuçlar, giriş borusu sayısının 3'ten 7'ye çıkarılması durumunda kolektör içerisindeki pik hızların ve duvar kayma gerilmelerinin (shear stress) belirgin şekilde azaldığını, hatta pik hızlarda yaklaşık %50 oranında düşüş sağlandığını göstermiştir.

Tablo 1.2. Durum bilgileri (Khunphakdee ve ark., 2025).

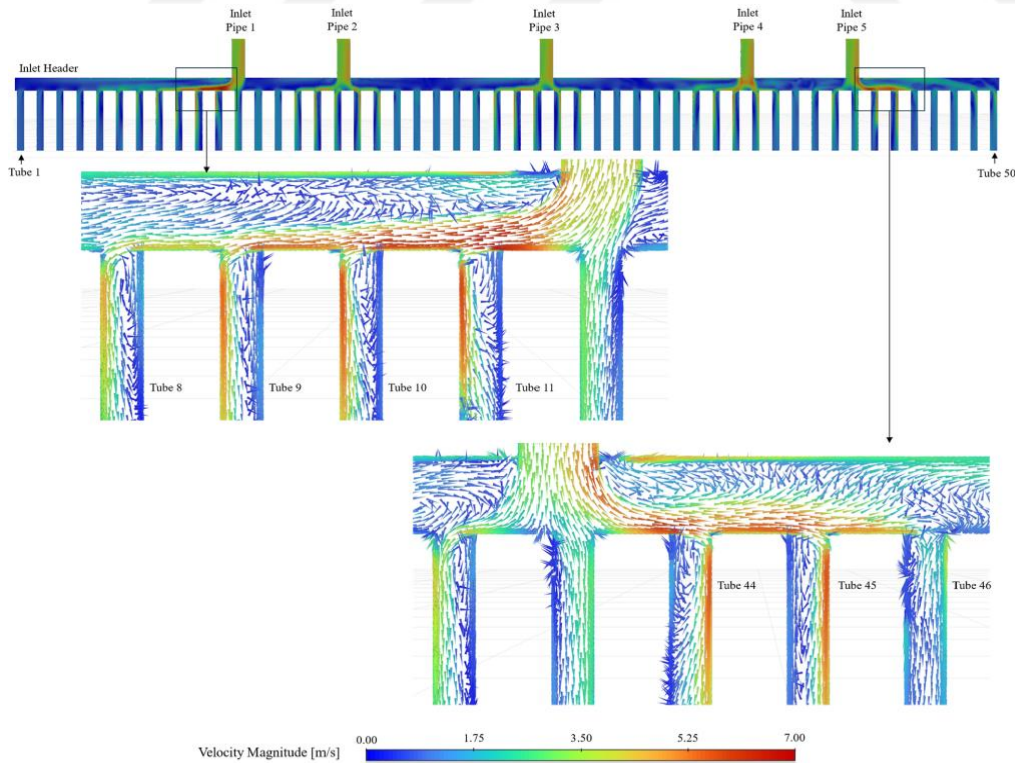
Durum No	Kolektör Çapı (mm)	Giriş Borusu Sayısı	Giriş Hızı (m/s)
Durum 1 - 2	30,90	3	22,607
Durum 3 - 4	85,80	3	22,607
Durum 5 - 6	30,90	7	9,689
Durum 7 - 8	85,80	7	9,689

Bu durum, akışın kolektör içerisinde daha homojen dağılım gösterdiğini ve lokal hidrolik stres bölgelerinin zayıfladığını ortaya koymuştur.

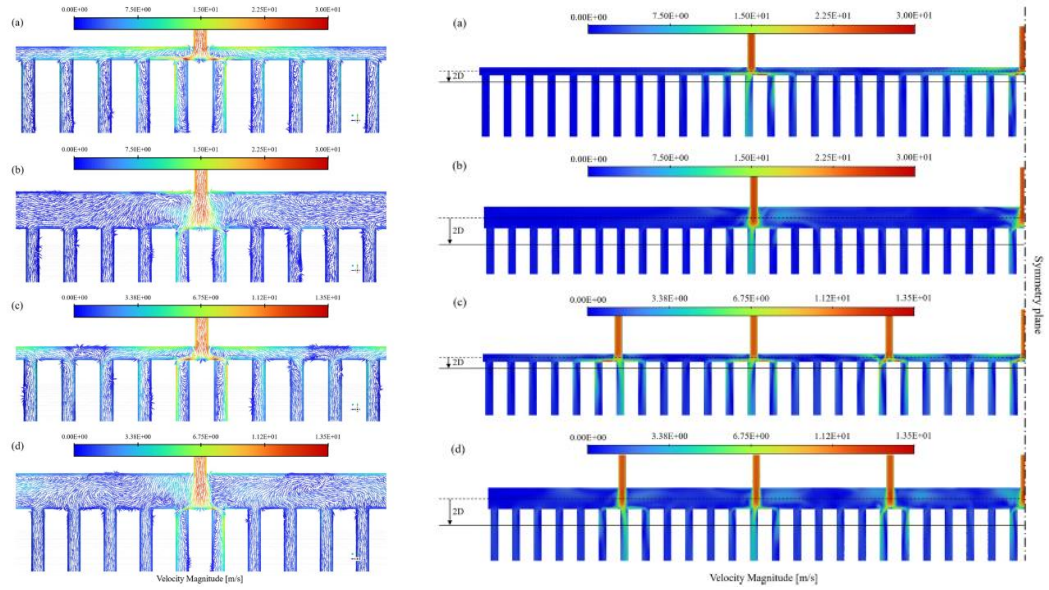


Şekil 1.5. Deney tasarımında çalıştırılacak olguların geometrisi (Khunphakdee ve ark., 2025).

Çalışmada ayrıca kolektör çapının büyütülmesinin akış ivmelenmesini teorik olarak azaltabileceği belirtilmiş, ancak hidrodinamik stresin düşürülmesinde bağlantı borusu sayısını artırmanın çaptan daha baskın ve etkili bir parametre olduğu vurgulanmıştır (Şekil 1.6).



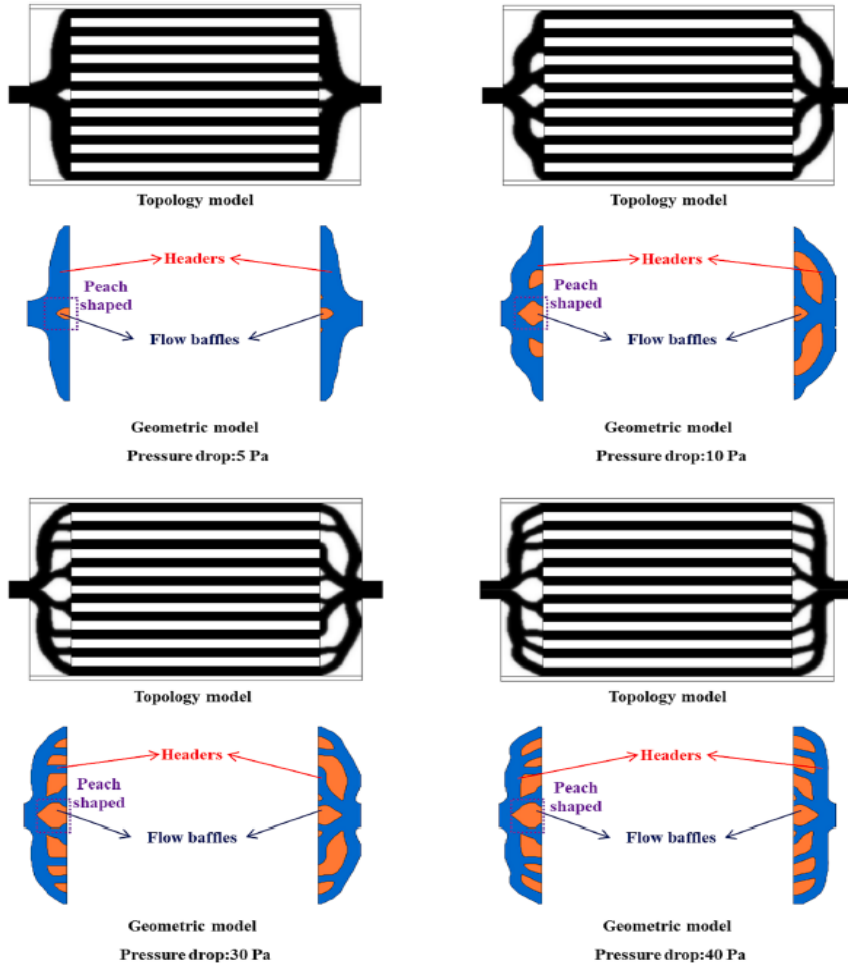
Şekil 1.6. Alanın orta düzleminde giriş başlığına ve aşağı akış borularına odaklanan hız vektörü (Khunphakdee ve ark., 2025).



Şekil 1.7. a) 1–2 durumları, (b) 3–4 durumları, (c) 5–6 durumları ve (d) 7–8 durumları için alanın orta düzlemindeki hız eğrisi (Khunphakdee ve ark., 2025).

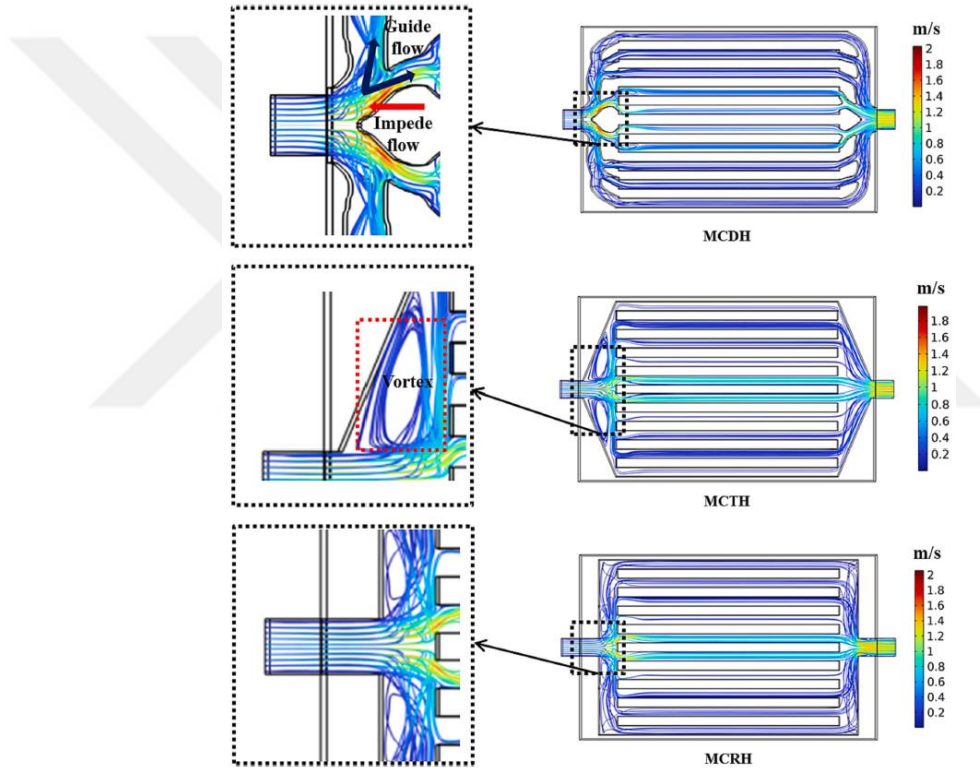
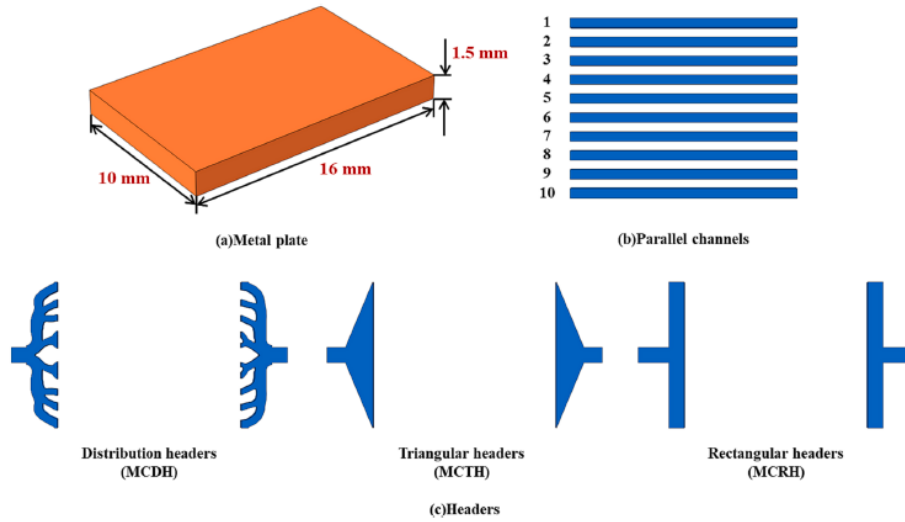
Analizler çift bazlı olarak (1-2, 3-4 vb.) yürütülmüş olup bunun temel nedeni her çiftteki tek değişkenin Krom (%Cr) içeriği olmasıdır; bu değişim akış profilini etkilememekle birlikte yalnızca korozyon davranışını değiştirmektedir(Şekil 1.7).

I-tipi (merkezi giriş ve çıkışlı) kolektör geometrilerinde akışkan dağılımının optimizasyonu, ısı transfer performansını doğrudan etkileyen kritik bir parametredir. Men ve ark. (2024) (Men ve ark., 2024), çok kanallı ısı alıcılar (multi-channel heat sinks) üzerine yaptıkları çalışmada, standart dikdörtgen kesitli kolektörlerin akışkan dağılımında yetersiz kaldığını ve merkezi kanallarda aşırı debi oluşurken kenar kanalların yeterince beslenemediğini deneysel ve sayısal yöntemlerle ortaya koymuşlardır. Araştırmacılar, bu hidrolik dengesizliği gidermek amacıyla "Topoloji Optimizasyonu" yöntemini kullanarak kolektör iç yapısını yeniden tasarlamışlardır (Şekil 1.8).



Şekil 1.8. Farklı basınç düşüşleri altında dağıtım kollektörü tasarımı (Men ve ark., 2024).

Geliştirilen tasarımda, kolektör girişine yerleştirilen şeftali şeklinde (peach-shaped) yönlendirici yapılar (baffles) sayesinde akışkanın doğrudan karşı duvara çarpması engellenmiş ve akışın yan kanallara daha homojen bir şekilde yönlendirilmesi sağlanmıştır . Optimize edilmiş bu yeni dağıtım kolektörü (MCDH), geleneksel dikdörtgen ve üçgen kolektör tasarımlarına kıyasla hacimsel debi dağılımındaki standart sapmayı sırasıyla %58,66 ve %59,29 oranında azaltarak akış dengesini önemli ölçüde iyileştirmiştir (Şekil 1.9).



Şekil 1.9. Giriş ortalama hızı 1 m/s olduğunda üç radyatörün akım dağılımı (Men ve ark., 2024).

Hidrolik performans açısından bakıldığında, optimize edilen kolektör tasarımı, sistemin toplam basınç kaybını dikdörtgen kolektöre göre %16,98 oranında düşürmüştür. Isı transferi açısından ise, iyileştirilen akış dağılımı sayesinde ısı transfer katsayısında %21,42'lik bir artış sağlanmış ve yüzey sıcaklık farkları minimize edilerek daha üniform bir soğutma performansı elde edilmiştir. Bu bulgular, I-tipi kolektörlerde giriş geometrisinin ve iç akış yönlendirmesinin, sistemin hem hidrolik hem de termal verimliliği üzerinde belirleyici bir rol oynadığını göstermektedir. Fakat,

deneyde kullanılan numunenin boyutları (160 x 100 mm metal plaka, 10 mm kanal yüksekliği) fan coil bataryalarına kıyasla daha küçük ölçeklidir.

Yapılan literatür incelemesi genel olarak fan coil sistemlerinin ısı transferi, akış karakteristiği, mikro kanal davranışları, yerel kayıp katsayıları ve alternatif akışkan kullanımı veya ısı geri kazanımlı buhar jeneratörlerine ait kolektör yapıları veya kompakt uygulamalara ait kolektör yapıları gibi birçok açıdan detaylı biçimde araştırıldığını göstermektedir. Fancoil kolektör tasarımının su tarafı basınç kaybına etkisini doğrudan ve bütüncül şekilde ele alan araştırmaların sınırlı kaldığı görülmüştür. Bu durum, farklı kolektör konfigürasyonlarının ΔP üzerindeki etkilerinin sistematik bir yaklaşımla değerlendirilmesi ihtiyacını ortaya koymaktadır. Dolayısıyla literatürde ortaya konan hidrolik prensipler, mikro ve makro ölçekli akış davranışları ve basınç kaybı mekanizmaları bu çalışmanın temel çıkarım noktalarını oluşturmuş, takip eden bölümlerde kolektör tasarımlarının deneysel olarak incelenmesine zemin hazırlamıştır.

1.5. Hipotez

Bu çalışmada, fan coil kolektörlerinde kullanılan boru çapı, boru uzunluğu ve devre sayısının, su tarafı basınç kaybı üzerinde farklı düzeylerde etkiler oluşturacağı; literatürde yaygın olarak kabul edilen “boru çapı arttıkça basınç kaybı azalır” yaklaşımının ise tüm kolektör konfigürasyonlarında aynı doğrultuda sonuç vermeyebileceği hipotez edilmektedir. Bu kapsamda, farklı geometrik tasarımlara sahip numunelerin deneysel olarak karşılaştırılmasıyla bazı tasarımlarda çap artışının ΔP üzerinde beklenen azalmayı sağlamadığı, akış dağılımının ve devre yerleşiminin bu ilişkiyi değiştirebildiği varsayılmaktadır.

2. FAN COİL SİSTEMLERİ

2.1. Genel Bakış

Fan coil sistemleri, HVAC (Heating, Ventilation and Air Conditioning) uygulamalarında yaygın olarak kullanılan, suyun eşanjör üzerinden dolaştırılmasıyla çalışan terminal cihazlardır. Çalışma prensibi; merkezi ısıtma veya soğutma kaynağından gelen suyun coil üzerinden geçirilerek hava ile ısı alışverişi yapılması ve bu işlem sonucunda şartlandırılan havanın tekrar ortama üflenmesi esasına dayanır. Bu nedenle fan coil üniteleri, özellikle bireysel hacimlerin sıcaklık kontrolünde hem esnek hem de verimli çözümler sunmaktadır (ASHRAE, 2021; Daikin, 2020).

Tipik bir fan coil ünitesi, bir ısı eşanjörü (coil), bir fan ve çeşitli kontrol elemanlarından oluşur. Üniteler yapısal olarak iki borulu ve dört borulu olmak üzere sınıflandırılır. İki borulu sistemler, yılın dönemine bağlı olarak ısıtma veya soğutma işlevlerinden yalnızca birini yerine getirirken, dört borulu sistemler aynı anda hem ısıtma hem de soğutma hizmetini sunabilir. Bu yapı, özellikle farklı bölümlerde değişken sıcaklık ihtiyaçlarının bulunduğu büyük binalarda önemli bir avantaj sağlar (Şekil 2.1).

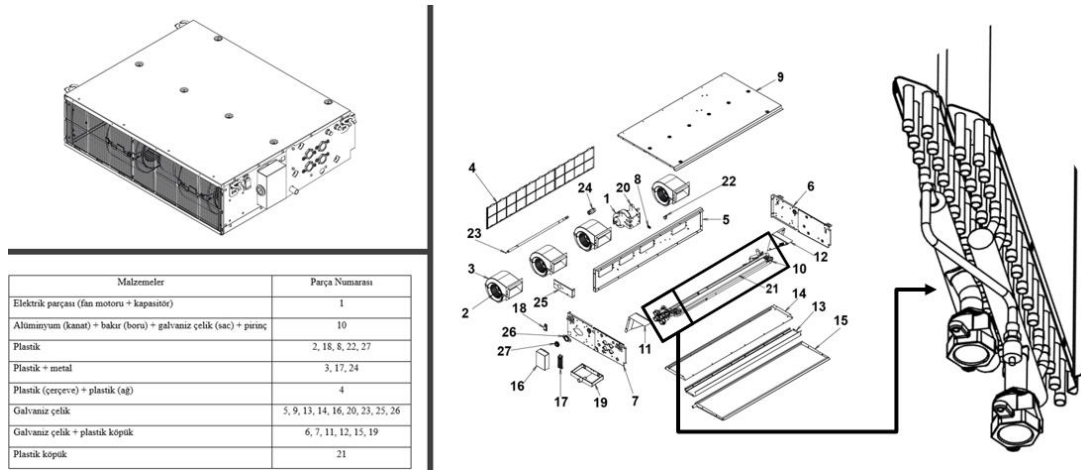


Şekil 2.1. Fan coil ünitesi model çeşitleri.

Buna ek olarak, fan coil sistemleri gerektiğinde merkezi bir havalandırma sistemi ile birleştirilerek birincil havanın (taze hava) odaya beslenmesi sağlanabilir. Böylece hem

ısıtma/soğutma hem de havalandırma ihtiyaçlarının aynı terminal cihaz üzerinden karşılanması mümkün hâle gelir. Bu özellikleri nedeniyle fan coil sistemleri, modern HVAC projelerinde enerji verimliliği, kontrol kabiliyeti ve modüler kurulum avantajlarıyla sıkça tercih edilmektedir (ASHRAE, 2021).

Fan coil sistemlerinin tasarım aşamasında doğru seçimlerin yapılması hem enerji verimliliği hem de sistem güvenilirliği açısından büyük önem taşır. Bu tür sistemlerde kullanılacak ekipmanların belirlenmesi, mekânın özellikleri, ısı kazançları, yük dağılımları ve hidrolik parametreler dikkate alınarak yapılmalıdır. ASHRAE (2021) ve Daikin (2020) gibi sektörel kılavuzlarda, fan coil tasarımında özellikle kapasite hesapları ile hidronik bileşenlerin uyumlu seçilmesi gerektiği açıkça vurgulanmaktadır (Şekil 2.2).



Şekil 2.2. Fan coil ünitesi patlatılmış ürün görseli (Daikin, 2020).

Şekil 2.2. Fan coil ünitesi patlatılmış ürün görseli (Daikin, 2020).

- **Doğru Kapasite Seçimi:** Isıtma veya soğutma yükünün doğru hesaplanması, kullanılacak fan coil ünitesinin tipinin ve kapasitesinin belirlenmesinde temel adımdır. Mekânın özelliklerine bağlı olarak yapılan bu seçim, hem enerji tüketimini hem de konfor seviyesini doğrudan etkiler. Kapasitenin gereğinden düşük belirlenmesi cihazın sürekli yüksek hızda çalışmasına yol açarken, gereğinden yüksek seçilmesi ilk yatırım maliyetlerini artırabilir (ASHRAE, 2021).
- **Hidronik Tasarım:** Boru çapları, vana tipleri, pompa kapasitesi, dengeleme ekipmanları ve devre bağlantılarının uygun şekilde seçilmesi sistem performansının sürekliliği için kritik öneme sahiptir. Hidrolik kayıpların minimumda tutulması, hacimsel debi değerlerinin doğru belirlenmesi ve devre

dengesinin sağlanması, fan coil ünitesinin üretici değerlerine uygun çalışmasını mümkün kılar (Daikin, 2020). Ayrıca, hidronik tasarımın doğru kurulması; gürültü oluşumu, pompa zorlanması, düşük debi sorunları gibi işletme problemlerinin önüne geçer.

Kolektörler, merkezi bir dağıtım hattından fan coil ünitelerine sıcak veya soğuk suyun kontrollü bir şekilde iletilmesini sağlayan hidronik elemanlardır (Daikin, 2020). Genellikle bir dağıtıcı (giriş) ve bir toplayıcı (çıkış) olmak üzere iki ana bölümden oluşur. Bu yapı sayesinde su akışı devreler arasında dengeli bir şekilde dağıtılır ve sistemin tamamında stabil bir hidrolik davranış elde edilir. Daikin (2020) ve benzeri hidronik tasarım rehberlerinde kolektörlerin, çoklu fan coil uygulamalarında debi dengesini sağlamada kritik bir bileşen olduğu vurgulanmaktadır. Kolektörlü sistemlerin sağladığı başlıca avantajlar aşağıdaki şekilde özetlenebilir:

- Hidrolik denge sağlar: Her bir devreye eşit şartlarda su iletimi yapılabildiğinden pompa zorlanması azalır ve sistem genelinde stabil debi korunur.
- Bakım ve kontrol kolaylığı sunar: Borulama düzeni sadeleştiği için hem arıza tespiti hem de parça değişimi daha hızlı ve erişilebilir hâle gelir.
- Tüm devrelere eşit mesafeden ve benzer çapta su temini yapılmasını sağlar: Bu durum, ısıtma ve soğutma performansında uniformluk sağlar ve bölgesel sıcaklık farklılıklarının önüne geçer.

Kolektör tipleri uygulama ihtiyaçlarına göre çeşitlenmekte olup literatürde yaygın olarak aşağıdaki sınıflandırma kullanılmaktadır (ASHRAE, 2021; Daikin, 2020):

- Standart kolektör: Düz bir boru üzerine belirli aralıklarla kaynaklanmış çıkış ağzlarından oluşur. En temel ve yaygın kullanılan modeldir.
- Debi ayarlı kolektör: Her çıkış hattında manuel veya otomatik olarak debi ayarı yapılabilmesine imkân tanır; böylece hidrolik dengeleme daha hassas yapılabilir.
- Otomatik balanslı kolektör: Her çıkış için önceden belirlenmiş debiyi sabit tutan otomatik debi kontrol vanaları içerir; sistem değişken yük koşullarında dahi dengeli çalışır.

Bakır borular, fan coil sistemlerinde gerek dayanım özellikleri gerekse ısı iletimindeki avantajları nedeniyle yaygın olarak tercih edilmektedir. Boru çapının doğru seçimi, sistemin hidrolik performansı üzerinde doğrudan etkili olup özellikle sürtünme

kaynaklı basınç kayıplarının belirlenmesinde kritik rol oynar. Literatürde fan coil ve hidronik uygulamalarda sık kullanılan standart bakır boru çapları aşağıdaki gibidir:

- 12 mm (1/2")
- 15 mm (5/8")
- 18 mm (3/4")
- 22 mm (7/8")
- 28 mm (1 1/8")

Bu çalışmada, talep edilen tasarım gereksinimleri doğrultusunda standart tip kollektör yapısı temel alınmış ve 16 mm, 22 mm ile 25 mm çapındaki bakır borulara sahip modeller değerlendirmeye dâhil edilmiştir. Analizler bu üç ana boru çapı üzerinden yürütülmüştür. Bu çapların seçilmesinin temel nedeni, uygulamada yaygın olarak kullanılan hidronik dağıtım boruları ile uyumlu olmalarıdır (ASHRAE, 2021; Daikin, 2020). Çalışmanın kapsamı doğrultusunda bir dağıtıcı (giriş) ve bir toplayıcı (çıkış) kolektöre sahip 2 ve 4 devreli fan coil konfigürasyonları incelenmiş; su basınç kaybı ile hacimsel su debisi arasındaki ilişkinin deneysel olarak ortaya konması amaçlanmıştır. Gerçekleştirilen analizlerde, farklı boru çaplarının ve kollektör geometrilerinin sistem performansına etkisi ayrı ayrı değerlendirilmiştir.

2.2. Fan Coil Toplam Basınç Kaybını Etkileyen Faktörler

Akışkan hareketi, akış rejimine bağlı olarak iki temel kategoriye ayrılır: laminar akış ve türbülanslı akış. Laminar akışta, akışkan parçacıkları düzgün ve paralel tabakalar hâlinde hareket eder; bu durumda viskoz kuvvetler baskındır. Buna karşılık türbülanslı akışta hareket düzensiz ve kaotiktir ve atalet kuvvetleri ön plana çıkar (Çengel ve Cimbala, 2014). Her iki rejimin sistem üzerindeki etkileri farklıdır; özellikle basınç kaybı, enerji tüketimi ve boru hatlarının boyutlandırılması açısından doğru rejimin belirlenmesi önemlidir. Fan coil sistemlerinde dolaşan akışkan genellikle su veya antifriz katkılı sudur ve kullanılan kolektör hatları çoğunlukla bakır borudan imal edilir. Bu yapıdaki akış, boru çapına ve debi değerine bağlı olarak laminar veya türbülanslı olabilir. Genel yaklaşıma göre:

- Küçük çaplı, düşük debili sistemlerde laminar akış baskın olurken,
- Yüksek debili ve daha büyük çaplı hatlarda türbülanslı akış görülür (ASHRAE, 2021).

Akış karakterinin belirlenmesinde temel parametre Reynolds sayısı (Re)'dir. Reynolds sayısı, akışkanın atalet kuvvetleri ile viskoz kuvvetleri arasındaki oranı temsil eder ve bu nedenle akış rejiminin sınıflandırılmasında kritik bir kriterdir (Çengel ve Cimbala, 2014). Bu sayı, akışkan hızını, boru hidrolik çapını ve akışkanın kinematik viskozitesini içeren denklem 2.1 ile; alternatif olarak literatürde sık kullanılan form ise denklem 2.2'de ifade edilmektedir.

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (2.1)$$

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (2.2)$$

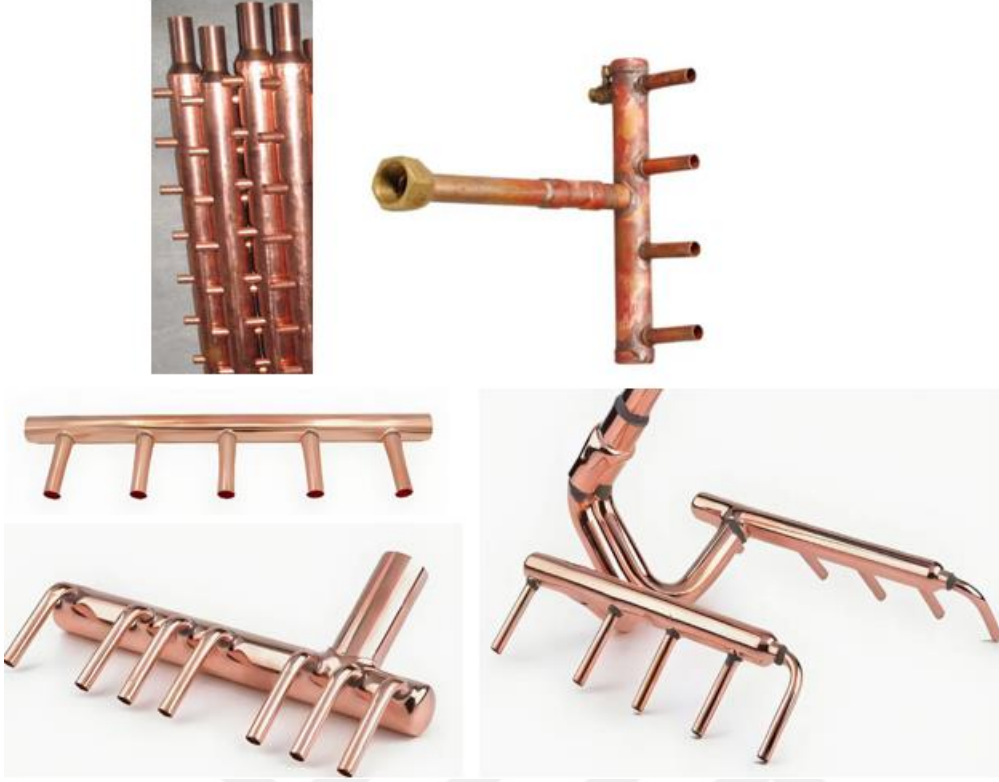
Reynolds sayısı 2300'ün altında olduğunda akış genellikle laminar kabul edilir.

Reynolds sayısının yaklaşık 2300 ile 4000 arasında olduğu aralık geçiş rejimi olarak adlandırılır. Bu durumda akış, laminar ve türbülanslı karakteristikleri bir arada gösterebilir. Sistem tasarımlarında geçiş rejimi genellikle istenmez çünkü öngörülemez akış davranışlarına neden olabilir (ASHRAE, 2021).

Reynolds sayısı 4000'in üzerine çıktığında türbülanslı akış hâkim olur.

Akışkanın düzgün dağılması, kolektör giriş-çıkış oranları ve dağılım dengesi doğrudan hidrolik akışla ilişkilidir (Şekil 2.3). Bu nedenle sistem tasarımında akış rejiminin doğru belirlenmesi hem ısı transfer verimliliği hem de pompa seçimi açısından kritik önem taşır. Bu bağlamda bir fan coil için kolektör giriş noktası ile çıkış noktası arasında kalan ΔP şu anlama gelir:

- Sistemin dengelenip dengelenmediği,
- Fan coil ünitesine yeterli debinin ulaşp ulaşmadığı,
- Pompa seçimi ve kolektör boyutlandırmasının doğru yapılıp yapılmadığı.



Şekil 2.3. Fan coil ünitesi kolektör bağlantı örneği.

Standart kolektörler, genellikle düz bir ana boru üzerine belirli aralıklarla yerleştirilen çıkış bağlantılarından oluşur. Bu yapı içerisinde ana boru boyunca akış ilerlerken, her çıkış noktasında sistemden bir miktar akışkan ayrılır. Bu durum, kolektör boyunca değişen debili bir akış profili oluşturur. Bu nedenle girişten çıkışa kadar olan hat boyunca basınç değeri düşer. Bu basınç farkı (ΔP), iki ana etkenden kaynaklanır:

- Borunun içindeki sürtünme nedeniyle oluşan sürekli kayıplar,
- Çıkış bağlantılarının oluşturduğu lokal (minör) kayıplar.

Bu tür kolektör sistemi, genellikle düz hatlar üzerine eşit aralıklarla yerleştirilmiş devre bağlantıları aracılığıyla ısıtma/soğutma devrelerine akışkan ileten bir yapıya sahiptir. Kolektör boyunca hız sabit kalmaz çünkü her çıkış noktasında debi değişir. Bu nedenle ortalama hız değeri bu hesaplamalarda önem kazanır (ASHRAE, 2021).

Kolektör hattı boyunca oluşan sürtünme kaybı, denklem 2.3'ten denklem 2.6'ya olan bağlantılar ile ifade edilir.

$$\Delta P_{\text{sürtünme}} = f \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot V_{\text{ort}}^2}{2} \quad (2.3)$$

$$V_{ort} \approx \frac{V_{giriş} + V_{çıkış}}{2} \quad (2.4)$$

$$\Delta P_{Lokal(Yerel)} = \sum_{i=1}^n K_i \cdot \frac{\rho \cdot V_i^2}{2} \quad (2.5)$$

$$\Delta P_{Toplam} = \Delta P_{Sürtünme} + \Delta P_{Lokal(Yerel)} \quad (2.6)$$

Akışkan bir kolektör hattında ilerlerken boru doğrultusundaki sürekli sürtünme kayıplarına ek olarak, akış yönünün değiştiği veya kesitin ani daralma/genişleme gösterdiği bağlantı noktalarında yerel (lokal) kayıplar meydana gelir. Bu kayıplar; özellikle dirsekler, T bağlantılar, daraltıcı-genişletici geçişler ve vanalar gibi akış yolunu etkileyen elemanlarda ortaya çıkar. Bu noktalarda akım çizgilerinin yön değiştirmesi ve türbülans artışı, yerel kaybın büyüklüğünü doğrudan etkiler (Çengel ve Cimbala, 2014). Yerel kayıpların büyüklüğü, bağlantı elemanının geometrisine, akış rejimine ve akımdaki hız profiline bağlı olarak önemli farklılıklar gösterebilir. Literatürde bu tür elemanlardan kaynaklanan kayıplar, boyutsuz bir katsayı olan yerel direnç katsayısı (K) ile ifade edilmekte olup, bu katsayılar deneysel çalışmaların derlenmesiyle oluşturulan standart referans tablolarında sunulmaktadır (White, 2011; Çengel ve Cimbala, 2014; Idelchik, 2007).

Bu çerçevede, kolektör hattındaki bağlantı elemanlarının akışa etkisi yalnızca yerel kayıplarla sınırlı değildir; aynı zamanda akışın kolektör içinde nasıl dağıldığını ve devreler arası hidrolik dengeyi nasıl şekillendirdiğini de belirler. Örneğin, bir bağlantı elemanının oluşturduğu çıkış açısı veya geometrik keskinliği, akışın yönlenme eğilimini değiştirerek bazı devrelerde aşırı debi, bazı devrelerde ise yetersiz debi oluşmasına neden olabilir. Bunun yanında, kolektör hattında oluşan ikincil akımlar ve girdap bölgeleri, özellikle yüksek hacimsel debilerde sürtünme katsayılarının artmasına ve beklenenden daha yüksek yerel kayıplara yol açabilir. Son olarak, bağlantı elemanlarının üretim toleransları, iç yüzey pürüzlülüğü ve montaj konumu gibi pratikte değişkenlik gösteren unsurlar da hidrolik davranış üzerinde etkili olup, teorik hesaplamalar ile gerçek ölçümler arasında sapmalara sebep olabilmektedir. Bu nedenle, kolektör tasarımının hem deneysel hem analitik yöntemlerle değerlendirilmesi, sistem performansına yönelik daha doğru ve güvenilir sonuçlar elde edilmesini sağlar.

Ayrıca, bağlantı elemanlarının K katsayılarının doğru seçimi yalnızca teorik hesaplamalar için değil, gerçek sistemlerde pompa enerjisi tüketiminin optimize edilmesi için de kritik öneme sahiptir. Bu nedenle, literatürde önerilen K katsayılarının kolektör geometrisi, boru çapları ve işletme koşulları ile uyumlu olup olmadığı tasarım aşamasında mutlaka gözden geçirilmelidir.

Bu bağlamda, literatürde yer alan K katsayılarının büyük bölümü tekil bağlantı elemanları ve idealize edilmiş akış koşulları için tanımlanmış olup, çok portlu ve kompakt kolektör sistemlerinde bu katsayıların birleşik etkisi sınırlı sayıda çalışmada ele alınmıştır. Özellikle kolektör içindeki akışın devreler arasında nasıl dağıldığı, akış ayrılması ve birleşmesi sırasında oluşan üç boyutlu momentum değişimleri ile maldağılım etkilerinin, standart K tabloları ile tam olarak temsil edilemediği bilinmektedir. Bu durum, teorik hesaplamalar ile deneysel ölçümler arasında sapmalar oluşmasına neden olmakta ve kolektör tasarımında belirsizlik yaratmaktadır.

Bu çalışmada ise, literatürde önerilen doğrusal ve yerel kayıp katsayıları temel alınarak oluşturulan teorik K modeli, deneysel olarak ölçülen basınç kayıpları ile karşılaştırılmış; böylece gerçek kolektör geometrileri için etkin (efektif) K değerleri elde edilmiştir. Hesaplanan bu K değerleri, yalnızca tekil eleman kayıplarını değil, aynı zamanda kolektör içindeki akış etkileşimlerini, devreler arası hidrolik dengeyi ve geometrik yerleşimin etkisini de dolaylı olarak içermektedir. Bu yönüyle çalışma, literatürde sıklıkla kullanılan tablo bazlı K değerlerinin hangi koşullarda geçerli olduğunu ve hangi durumlarda deneysel doğrulama gerektirdiğini ortaya koyarak kolektör tasarımına yönelik uygulamaya dönük bir referans sunmaktadır.

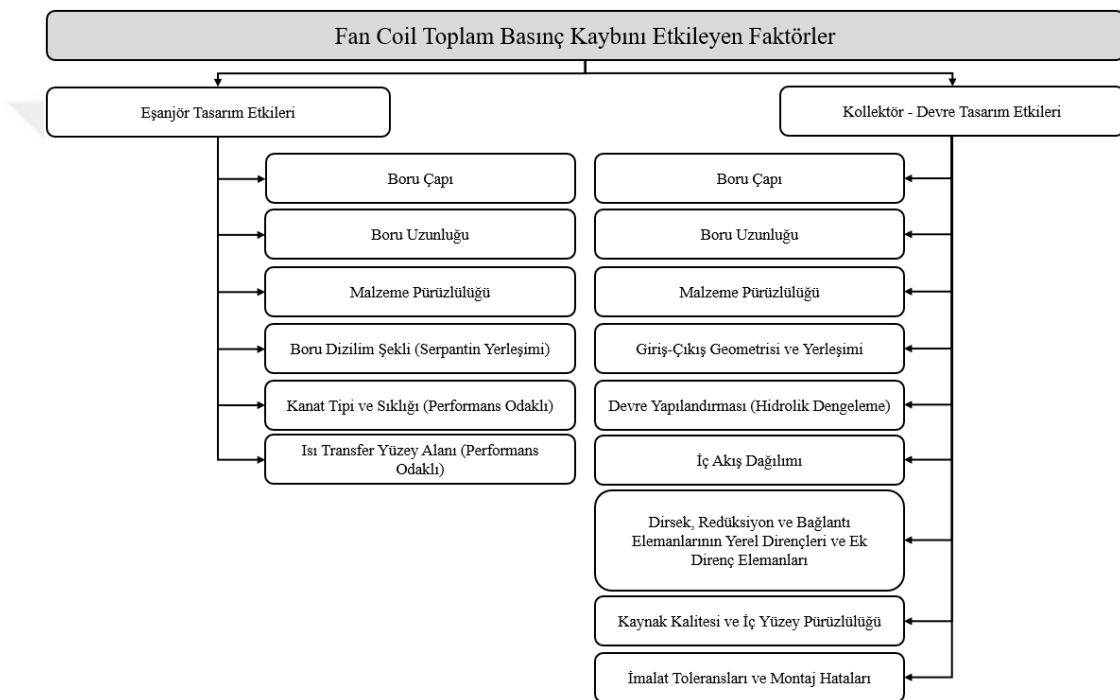
Tablo 2.1. Bağlantı elemanlarına ait yerel direnç katsayıları (K).

Bağlantı Elemanı	K Katsayısı	Açıklama
90° Dirsek	0,9 – 1,5	Yüksek türbülans, ani yön değişimi
90° Dirsek	0,3 – 0,75	Daha az kayıp, akış daha kontrollü
45° Dirsek	0,2 – 0,4	Daha düşük yerel kayıp
T Bağlantı	0,4 – 0,8	Ana hatta devam eden akış
T Bağlantı	1,0 – 1,5	Dal koluna yönelen akış için daha fazla direnç
Konik Daralma	0,2 – 0,5	Akış yönünde daralma
Konik Genişleme	0,3 – 0,6	Ani genişlemelerde geri akım oluşabilir
Küresel Vana	0,05 – 0,15	Vana tamamen açıldığında düşük direnç
Kolektör Çıkış Ağzıları	0,4 – 1,2	Tasarıma göre değişken, dengesiz akışta artış gösterir

Tablo 2.1.'de fan coil kolektör hatlarında en sık karşılaşılan bağlantı elemanları için literatürde yaygın şekilde kabul gören yaklaşık K katsayıları verilmiştir.

2.3. Fan Coil Toplam Basınç Kaybına Etki Eden Tasarım Parametreleri

Fan coil sistemlerinin verimli çalışması, ısıtma ve soğutma akışkanlarının sistem içerisinde düzgün dağılımı ile doğrudan ilişkilidir. Bu dağılımı etkileyen en kritik parametrelerden biri toplam basınç kaybıdır. Basınç kaybını etkileyen unsurlar, genel olarak eşanjör tasarımı ve kolektör-devre tasarımı olmak üzere iki ana grupta incelenebilir (Şekil 2.4).



Şekil 2.4. Fan coil de basınç kaybına etki eden parametreler.

2.3.1. Eşanjör tasarım etkileri

2.3.1.1. Boru çapı

Fan coil eşanjörlerinde kullanılan boruların iç çapı, akışkanın geçiş alanını doğrudan belirler. Çap azaldıkça, aynı debide daha yüksek hız oluşur ve bu da sürtünme kaynaklı basınç kaybını artırır (Çengel ve Cimbala, 2014). Düşük çaplı borular daha kompakt bir tasarıma olanak sağlasa da basınç kaybı açısından dezavantaj oluşturabilir; büyük çaplı borular ise ısı transfer alanını azaltabilir (Incropera ve ark., 2017). Bu nedenle uygun boru çapının seçilmesi hem hidrolik performans hem de ısıl verimlilik açısından ürün optimizasyonu için kritik öneme sahiptir (ASHRAE, 2021).

2.3.1.2. Boru uzunluğu

Boru uzunluğu arttıkça akışkanın temas ettiği yüzey alanı büyür ve buna bağlı olarak sürtünme kaynaklı basınç kayıpları artar (Çengel ve Cimbala, 2014). Fan coil eşanjörlerinde boru uzunluğu hem ısı transfer yüzeyini hem de hidrolik direnci etkilediği için çift yönlü etkiye sahip bir tasarım parametresidir. Çok sıralı ve kompakt serpantin yapılarında daha uzun akış yolları oluştuğundan, direnç artışı daha belirgin olabilir. Bu nedenle boru uzunluğu, performans–basınç kaybı dengesinin doğru kurulması açısından dikkatle seçilmelidir (Incropera ve ark., 2017).

2.3.1.3. Malzeme pürüzlülüğu

Bakır, alüminyum veya çelik boruların iç yüzey pürüzlülüğu; akışkanın laminar veya türbülanslı bölgelerde karşılaştığı sürtünme direncini belirleyen temel unsurlardan biridir. Daha düşük pürüzlülük katsayısına sahip bakır borular, çeliğe kıyasla daha düşük sürtünme kaybı oluşturarak hidrolik açıdan avantaj sunar (White, 2011). Ayrıca üretim sürecindeki yüzey işlemleri, temizleme kalitesi ve korozyon durumu da pürüzlülüğu zamanla değişmesine neden olabilir ve bu durum sistemin uzun dönemli performansını etkiler (Shah ve Sekulic, 2003).

2.3.1.4. Boru dizilim şekli

Serpantin dizilim geometrisi (U, C, S şekilleri, yatay, dikey, paralel ya da çapraz düzenler) akışın boru içerisindeki yönünü ve hız dağılımını doğrudan etkiler. Akışın keskin dönüşlere zorlandığı dizilimlerde türbülans seviyesi artabilir ve buna bağlı olarak basınç düşümü yükselir (Kays ve London, 1998). Bu nedenle serpantin yerleşimi hem hidrolik kayıpları hem de ısı transfer katsayısını belirleyen önemli bir tasarım faktörüdür.

2.3.1.5. Kanat tipi ve sıklığı

Fan coil eşanjörlerinde kullanılan alüminyum kanatlar, ısı transfer yüzeyini artırarak performansı yükseltirken aynı zamanda hava tarafı basınç kaybını da etkiler. Kanat tipinin (düz, dalgalı, perfore vb.) ve kanat aralığının (fin pitch) seçimi, eşanjörün hem hava tarafı hem de su tarafı performansını belirleyen kritik parametrelerdir (ASHRAE, 2021). Yoğun fin aralığı ısı transferini artırırsa da hava akışında daha yüksek direnç oluşturabilir ve özellikle nemli iklimlerde yoğuşmaya bağlı tıkanmalara yol açabilir. Ayrıca kanat düzeni, serpantin etrafında lokal soğuk/kör noktalar oluşturarak basınç kaybında dengesizlik yaratabilir (Webb ve Kim, 2005).

2.3.1.6. Isı transfer yüzey alanı

Toplam yüzey alanı arttıkça, ısı geçişi için daha geniş bir temas yüzeyi oluşur ve eşanjörün termal verimi yükselir. Ancak yüzey alanının artması, akışkanın sistem içinde daha uzun veya daha karmaşık akış yollarına sahip olmasına neden olarak ilave sürtünme kayıplarına yol açabilir (Incropera ve ark., 2017). Bu nedenle ısı transfer performansı ile hidrolik direnç arasında optimum bir tasarım dengesi kurulmalıdır. Özellikle çok sıralı serpantin yapılarında, yüzey alanı artışı ile basınç kaybı artışı arasındaki ilişki daha belirgindir (ASHRAE, 2021).

2.3.2. Kolektör ve devre tasarım etkileri

2.3.2.1. Boru çapı

Kolektör devresinde kullanılan boruların iç çapı, eşanjöre iletilen suyun akış karakteristiğini ve hidrolik kayıpları belirleyen en temel parametrelerden biridir. Çap azaldıkça sürtünme direnci artar ve bu durum dağıtım hattındaki toplam basınç kaybının yükselmesine neden olur (Çengel ve Cimbala, 2014). Daha geniş çaplar ise akış direncini azaltarak debi dengesini iyileştirebilir; ancak maliyet, montaj alanı ve ekipman boyutları açısından dezavantaj oluşturabilir.

Boru çapı aynı zamanda kolektör içindeki akış dağılımını doğrudan etkileyen kritik bir unsurdur. Özellikle çok devreli coil yapılarında doğru çap seçimi, her devreye eşit su dağılımı sağlanması açısından büyük önem taşır. Bu nedenle kolektör borularının çapı belirlenirken tasarım debisi, hedeflenen basınç kaybı ve kolektör geometrisi birlikte değerlendirilmelidir (White, 2011).

2.3.2.2. Boru uzunluğu

Fan coil cihazının kolektör bağlantıları ile giriş/çıkış hatları arasındaki boru uzunluğu, akışkanın maruz kaldığı sürtünme miktarını etkileyen bir diğer parametredir. Boru uzunluğu arttıkça sürtünme yüzey alanı yükselir ve toplam hidrolik direnç artar (Incropera ve ark., 2017). Özellikle tavan tipi ünitelerde bağlantı mesafeleri montaj alanına bağlı olarak değişebilir. Bu nedenle kolektör ile eşanjör arasındaki bağlantı borularının gereksiz uzatılmaması, hidrolik kayıpların azaltılması açısından önerilmektedir. Aynı zamanda boru güzergâhındaki gereksiz kıvrımların azaltılması da toplam basınç kaybını olumlu etkiler (ASHRAE, 2021).

2.3.2.3. Malzeme pürüzlülüğü

Kolektör ve bağlantı borularında kullanılan kaynaklı veya bükümlü boruların iç ve dış yüzey pürüzlülüğü, akışkanın temas ettiği yüzeyde oluşan sürtünme direncini belirleyen temel unsurlardan biridir. Bağlantı elemanlarında kullanılan malzemelerin yüzey pürüzlü yapıya sahip olması, özellikle yüksek debili uygulamalarda yerel (lokal) kayıpları artırabilir (Shah ve Sekulic, 2003). Ayrıca üretim sürecindeki kalite, boru iç yüzeyinin temizliği ve korozyon etkilere maruz kalma durumu da pürüzlülüğün zamanla değişmesine neden olur. Bu durum kolektör hattındaki toplam basınç kaybını doğrudan etkilediği için malzeme kalitesi hidrolik performans açısından kritik bir tasarım kriteridir (White, 2011).

2.3.2.4. Giriş ve çıkış geometrisi ve yerleşimi

Fan coil sistemlerinde kolektör üzerinden eşanjöre su giriş ve çıkışının sağlandığı noktaların konumu ve geometrik yapısı, sistem içindeki akış düzenini ve dolayısıyla basınç kaybını doğrudan etkileyen önemli bir parametredir (ASHRAE, 2021). Kolektörlerin eşanjörle bağlantı noktalarının konumu (uçtan, ortadan, çapraz yerleşim vb.), akışın serpantinlere eşit şekilde dağılmasını sağlar veya engeller (Çengel & Cimbala, 2014). Simetrik olmayan yerleşimlerde bazı devrelerde akış hızı artar, bu da lokal direnç artışına neden olur. Giriş-çıkış bağlantıları genellikle “uçtan beslemeli” veya “ortadan beslemeli” olarak tasarlanır (White, 2011).

- Uçtan beslemeli sistemlerde, akış genellikle bir uçtan girer ve diğer uçtan çıkar. Bu yapı, kısa devre hatlarında uygun sonuçlar verebilir ancak çoklu geçişli veya paralel hat içeren sistemlerde bazı kısımlara az, bazı kısımlara fazla su gitmesi riski doğurur (ASHRAE, 2021). Bu dengesizlik, bazı bölgelerde akış hızının artmasına ve buna bağlı olarak yerel basınç kayıplarının büyümesine neden olabilir (Idelchik, 2007).
- Ortadan beslemeli sistemlerde ise akış kolektörün ortasından verilerek iki yöne eşit şekilde dağılacak şekilde planlanır. Bu yaklaşım, akış dağılımını simetrik hale getirmeyi hedefler ve hidrolik dengeyi sağlamada daha etkili olabilir (White, 2011). Ancak bu tür sistemlerde iç akış simetrisi kusurlu olduğunda veya kolektör içi dirençler eşit değilse teorik avantajlar pratikte kaybolabilir (Çengel ve Cimbala, 2014).
- Giriş-çıkış bağlantılarında kullanılan bağlantı geometrileri (örneğin T bağlantılar, redüksiyonlar, dirsekli girişler), akışın düzgün yönlenmesini engelleyerek

türbülans ve geri akışlara yol açabilir. Bu da basınç düşümünde beklenmedik artışlara neden olabilir (Idelchik, 2007). Giriş ve çıkışların konumlandırılması kadar, boru eksenine olan açıları da önemlidir; dik ya da dar açılı yapılan girişler genellikle daha fazla yerel direnç oluşturur (White, 2011).

2.3.2.5. Devre yapılandırması

Fan coil sistemlerinin performanslı çalışabilmesi için akışkanın tüm devre hatlarına dengeli dağıtılması gerekir. Bu amaçla yapılan kolektörden devre tasarımı, hidrolik dengeleme açısından kritik bir role sahiptir (ASHRAE, 2020).

Hidrolik dengesizlik, bazı kolektör kanallarından gereğinden fazla debi geçmesine ve diğer kanalların yetersiz beslenmesine neden olur. Bu durum hem ısı transferini düşürür hem gereksiz enerji tüketimine sebep olur hem de yerel basınç kayıplarını artırır (Holohan, 2011).

Devre yapılandırmasında kullanılan bazı yöntemler şunlardır:

- Ters paralel bağlantı (reverse return): Her hattın toplam hidrolik direncinin eşitlenmesini sağlar. Bu yapı, debi dağılımının daha homojen olmasına yardımcı olur (ASHRAE, 2020).
- Doğrudan bağlantı (direct return): Daha kısa borulama gerektirir ancak hidrolik dengeleme yapılmadığında bazı serpantin hatlarında fazla, bazı hatlarda az debi oluşabilir (Holohan, 2011).

Ayrıca kolektör ile eşanjör arasındaki bağlantı hatlarının konumu ve yönü de dengelemeyi etkiler. Serpantinlere paralel besleme yapılması genellikle daha düzgün bir akış sağlar (Çengel ve Cimbala, 2014). Düzgün yapılandırılmamış bir devre, bazı hatlarda kısa devre etkisi yaratabilir; bu da bazı serpantin hatlarının bypass edilmesine neden olarak hem verimsiz ısı alışverişine hem de toplam basınç kaybında belirsizliklere yol açabilir (White, 2011).

2.3.2.6. İç akış dağılımı

Kolektör içindeki akışın tüm çıkışlara eşit şekilde dağılıp dağılmadığı, eşanjör boyunca homojen ısı transferini doğrudan etkiler. Uygun şekilde tasarlanmamış kolektör yapıları, ölü hacim bölgeleri oluşturarak engel, darlık veya geometrik uyumsuzluk yaratabilir (Idelchik, 2007). Pratikte özellikle çok geçişli (multi-pass) ya da büyük hacimli fan coil sistemlerinde iç akış simetrisi tam olarak sağlanamayabilir

(ASHRAE, 2021). Bu dengesizlik, bazı kanallarda akış hızının fazla, bazılarında ise düşük olmasına neden olur. Hız farkı sadece basınç kaybını artırmakla kalmaz, aynı zamanda bazı bölgelerin soğutma veya ısıtma açısından pasif kalmasına da yol açar (White, 2011). İç akış dağılımını bozan başlıca nedenler şunlardır:

- Kolektör yapıların eksikliği
- Kolektör kesitinin bazı bölgelerde daralması
- Kolektördeki iç yüzeyde kaynak çıkıntıları veya birikintiler
- Simetrik olmayan giriş çıkış geometrileri (Idelchik, 2007; Çengel ve Cimbala, 2014)

Sayısal akış analizleri (CFD – Computational Fluid Dynamics) kullanılarak bu tür dengesizlikler önceden öngörülebilir ve tasarım revizyonları yapılabilir (Versteeg ve Malalasekera, 2007). Ancak deneysel olarak da akış dağılımı sıcaklık ve basınç farkları ölçülerek değerlendirilebilir (White, 2011).

2.3.2.7. Dirsek, redüksiyon ve bağlantı elemanlarının yerel dirençleri ve ek direnç elemanları

Fan coil sisteminin kolektör hattında yer alan bağlantı elemanları, her biri için özgül bir direnç (K katsayısı) oluşturarak toplam basınç kaybına katkı sağlar. Bu elemanlar genellikle yerel kayıp kaynakları olarak adlandırılır (Idelchik, 2007; Çengel ve Cimbala, 2014). Bu gruba aşağıdakiler dâhildir:

- Dirsekler: Özellikle 90° dirsekler, akış yönünü keskin şekilde değiştirdiğinden ötürü ciddi türbülans oluşturur (White, 2011). 45° dirsekler daha yumuşak geçiş sağlar ve tercih edilir (Idelchik, 2007).
- Redüksiyonlar: Boru çaplarının ani daralması veya genişlemesi, akış rejimini bozar. Konik geçişli redüksiyonlar, ani geçişlere göre daha düşük direnç oluşturur (Idelchik, 2007; Miller, 1996).
- T bağlantıları: Akışın bir bölümünü bölen bu yapı, geçiş sırasında türbülans ve ayrılma bölgeleri oluşturur. Özellikle dal koluna yönlendirilen akışlarda K katsayısı daha yüksektir (Çengel ve Cimbala, 2014).
- Vana ve filtre gibi kontrol elemanları: Özellikle tam açık olmayan vanalar, ilave sürtünme yaratır. Bu tür elemanların basınç kaybı katalog verileriyle veya standart K katsayılarıyla analiz edilir (ASHRAE, 2021).

Bu elemanların kullanımı kaçınılmaz olsa da sistem tasarımında bu kayıpların önceden belirlenmesi ve toplam hidrolik direnç hesabına dâhil edilmesi gerekir. Aksi halde teorik hesaplamalar ile deneysel veriler arasında anlamlı farklar oluşabilir (White, 2011).

2.3.2.8. Kaynak kalitesi ve iç yüzey pürüzlülüğü

Kolektör gövdesi ile eşanjöre veya devre borularına yapılan kaynaklı birleştirmeler, sistem içerisinde akan akışkanın karşılaştığı yüzey pürüzlülüğünü ve direnç profilini belirleyen kritik unsurlardandır. Literatürde, boru iç yüzey pürüzlülüğünün akışın sürtünme davranışı üzerinde doğrudan etkili olduğu ve yerel kayıpları artırabileceği belirtilmektedir (Çengel ve Cimbala, 2014; White, 2011). Özellikle kaynak dikişinin içe doğru taşması, kök kaynağının homojen olmaması veya yüzeyde çapak bırakılması gibi durumlar akışın düzgün ilerlemesini engelleyerek ek direnç bölgeleri oluşturabilir.

Bu tür üretim hataları sonucunda boru içinde:

- Ani kesit daralmaları oluşabilir,
- Türbülans başlama noktaları meydana gelebilir,
- Akış rejimi laminardan türbülansa geçebilir,

ve bu durumların tamamı yerel basınç kaybının büyümesine yol açar (Idelchik, 2007).

Bu olumsuzlukların etkisi, özellikle kolektör içinde çok sayıda giriş/çıkış hattı bulunan tasarımlarda daha belirgindir. Çok girişli kolektör yapılarında akış simetrisinin küçük geometrik kusurlara karşı oldukça duyarlı olduğu ve pürüzlülük artışının beklenen teorik basınç kaybını %20–30 oranında artırabildiği raporlanmıştır (Miller, 1998).

Kolektör iç yüzeyinin genel pürüzlülüğü (örneğin Ra değeri), akışkanın boru cidarına olan sürtünmesini doğrudan belirler. Yüzey ne kadar düzgünse sürtünme o kadar düşük olur; pürüzlü yüzeylerde ise sürtünme katsayısı artar ve bu artış Darcy sürtünme katsayısına da doğrudan yansır (White, 2011). Ancak imalat sonrası iç yüzey temizliği yeterli yapılmadığında kaynak cürufaları, çapaklar veya metal kalıntıları boru içinde kalabilir. Bu tür parçacıkların sistemde birikmesi zamanla aşağıdakilere neden olabilir (ASHRAE, 2021):

- Basınç kaybında düzensiz artışlara,
- Sistem filtrelerini tıkanmasına,
- Kolektör içinde debi dengesizliklerine.

Özellikle çok devreli kolektörlerde bir devrenin daha fazla pürüzlülüğe sahip olması, akışın o yöne kaymasına ve hidrolik dengenin bozulmasına yol açabilir. Bu nedenle kolektör imalatında yüzey pürüzlülüğü kontrolü kritik bir kalite parametresidir.

2.3.2.9. İmalat toleransları ve montaj hataları

Bağlantı hatlarının ekstenel hizalanmaması, bağlantı elemanlarının yanlış açıyla veya yeterli mesafeye uyulmadan yerleştirilmesi gibi montaj kaynaklı problemler, sistemde kalıcı direnç alanları oluşturarak yerel basınç kaybını artırabilir.

Literatürde, montaj toleranslarının hidrolik kayıplar üzerindeki etkisinin özellikle düşük debili sistemlerde daha belirgin olduğu ve küçük geometrik sapmaların bile akış dağılımını bozabildiği vurgulanmaktadır (Miller, 1998; ASHRAE, 2021).

Montaj hataları; T bağlantılarının açısız yanlış yerleşimi, kolektör ile serpantin arasındaki boruların gereksiz uzatılması, boru eksen kaçıklığı, contaların taşma yapması veya akış alanını daraltacak şekilde montaj kusurları barındırması gibi çeşitli şekillerde ortaya çıkabilir. Bu kusurlar sistem içinde aşağıdakilere neden olabilir (White, 2011; Idelchik, 2007):

- Yerel hız artışlarına,
- Türbülans bölgelerine,
- Geri akış (recirculation zone) oluşumuna,
- Basınç kaybı dağılımının düzensizleşmesine

Bu tür montaj sapmalarının test aşamasında fark edilmesi mümkün olsa da saha uygulamalarında çoğu zaman gözden kaçmaktadır.

Özellikle paket tip fan coil cihazlarının yerinde montajlarında, borulama eklerinin rahatlıkla eğrilebileceği veya açı sapmalarının oluşabileceği bilinmekte ve bu sapmaların tek bir kolektör devresinin debisini %10–15'e kadar değiştirebildiği literatürde belirtilmektedir (Chen ve ark., 2022).

Bu nedenle hem imalat toleranslarının hem de montaj doğruluğunun kontrol edilmesi, kolektör yapısının öngörülen hidrolik performansı göstermesi açısından kritik öneme sahiptir.

3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

3.1. Psikrometrik Laboratuvar Yapısı

Psikrometrik laboratuvarlar, iklimlendirme cihazlarının termodinamik performansını hassas bir şekilde ölçebilmek amacıyla ortam şartlarının tamamen kontrol edildiği test alanlarıdır. Bu laboratuvarların temel amacı, cihazın hava tarafındaki ısı transferi, nem alma/ekleme davranışı ve termodinamik performansının standart koşullarda tekrar edilebilir şekilde değerlendirilmesidir. Psikrometrik odalar; sıcaklık, bağıl nem, hava debisi ve statik basınç gibi hava parametrelerinin hassas kontrolünü sağlamaktadır.

Psikrometrik odaların tanımı ve çalışma prensipleri ilgili standartlarda ayrıntılı olarak açıklanmıştır (ASHRAE Standard 41.1, 2013; ISO 5151, 2017).

Geleneksel psikrometrik laboratuvarlar ağırlıklı olarak hava tarafı performansının ölçülmesi için tasarlanmıştır (Şekil 3.1). Ancak EN 1397 Fan Coil Standardı gibi standartların gereklilikleri doğrultusunda modern laboratuvarlar artık sadece hava tarafını değil, aynı zamanda sulu sistemin kapasitesini, debisini ve su sıcaklıklarını kontrol eden bütünleşmiş ölçüm sistemleri ile çalışacak şekilde geliştirilmiştir (Şekil 3.2). Psikrometrik odalarda hava tarafı kontrolü aşağıdaki parametrelerle sağlanır:

- Kuru termometre sıcaklığı (Dry bulb) ($^{\circ}\text{C}$)
- Yaş termometre sıcaklığı (Wet bulb) ($^{\circ}\text{C}$)
- Bağıl nem (%RH)
- Hava debisi (m^3/h)
- Hava entalpisi (kJ/kg)
- Hava kapasitesi (kW)
- Hava Statik basıncı (Pa)

Hava tarafı performansı yalnızca sıcaklık farkı ile değil, entalpi farkı yöntemi kullanılarak hesaplanır. Bu nedenle modern psikrometrik laboratuvar test düzenekleri ISO 5151, ISO 13253 ve EN 14511 gibi uluslararası standartlarla uyumlu olacak şekilde tasarlanır. Bu standartlar; ölçüm hassasiyetlerini, test toleranslarını ve raporlama formatlarını tanımlayarak laboratuvar sonuçlarının tekrarlanabilirliğini

güvence altına alır. Psikrometrik odalarda su tarafı kontrolü aşağıdaki parametrelerle sağlanır:

- Giriş su sıcaklığı (°C)
- Çıkış su sıcaklığı (°C)
- Hacimsel su debisi (m³/h)
- Su kapasitesi (kW)
- Su Basınç Farkı (kPa),



Şekil 3.1. Hava entalpi odası örnek görseli (Deltastark, 2024).

Bu laboratuvar yapısı sayesinde aynı anda hem hava hem de su tarafı ölçümleri gerçekleştirilebilir. Bu sayede enerji dengesi hassas şekilde kontrol edilebilir (ASHRAE, 2017). Enerji dengesinin ideal durumdaki eşitliği 3.1’de gösterildiği gibidir.

$$Q_{hava} \approx Q_{su} \quad (3.1)$$

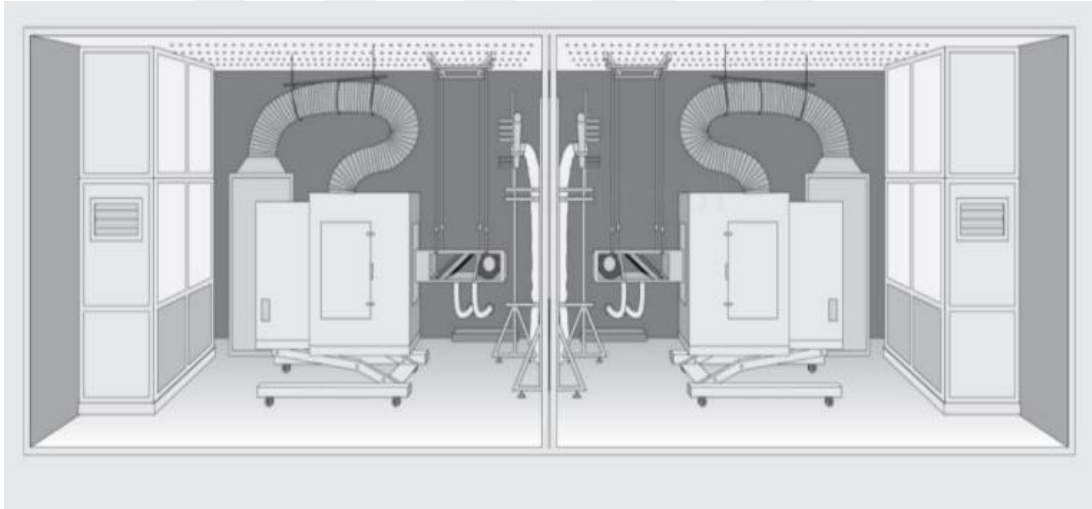
Fan coil üniteleri hem soğutma hem de ısıtma modunda çalışabilen çok amaçlı sistemlerdir. Her iki modda da su ve hava tarafındaki ısı transfer mekanizması farklılık gösterse de temel enerji dengesi prensibi değişmez. Su kapasitesi, serpantinden geçen suyun taşıdığı ısı enerjisiyi ifade eder ve fan coil ünitesindeki toplam ısı transferinin referans büyüklüğünü oluşturur. Suyun özgül ısısının havaya göre yaklaşık dört kat

daha yüksek olması nedeniyle su tarafı kapasitesi, teorik olarak hava tarafında ölçülen kapasitenin üst sınırını belirler (Çengel ve Ghajar, 2015). Bu nedenle mod ne olursa olsun, 3.2’de verilen eşitsizliğe göre enerji dengesi su tarafına göre belirlenir.

Bu eşitsizlik termodinamiğin birinci yasasının zorunlu bir sonucudur.

$$Q_{hava} \leq Q_{su} \quad (3.2)$$

Burada dikkat edilmesi gereken noktalardan biri, fan coil ünitesinde kullanılan fan motorunun sisteme eklediği ısı yüküdür. Fan motoru çalışırken elektrik enerjisini kısmen ısı enerjisine dönüştürdüğü için bu ısı doğrudan hava akımı içine karışmakta ve hava tarafı kapasitesini etkilemektedir. Bu etki soğutma modunda net soğutma kapasitesini azaltıcı yönde, ısıtma modunda ise kapasiteyi artırıcı yönde kendini gösterir. Bu motor ısının çalışma moduna göre kapasite hesaplarına ilave edilmesini veya çıkarılmasını zorunlu kılarak hava tarafı ile su tarafı arasındaki enerji dengesinin doğru şekilde oluşturulmasını sağlar. (EN 1397, 2015).



Şekil 3.2. İkili hava entalpi odası şematik gösterimi.

Test odasının teknik kapasite ve çalışma aralıkları, fan coil deneyleri için gerekli olan tüm hidronik ve termodinamik koşulları karşılayacak düzeydedir (Tablo 3.1). Geniş bir hava sıcaklık aralığına sahip olması hem ısıtma hem de soğutma senaryolarının kontrollü şekilde yürütülmesine imkân tanımaktadır.

Odanın sağlayabildiği yüksek performans kapasitesi ile 0,15–7,0 m³/h geniş debi aralığı, farklı çalışma noktalarının güvenilir biçimde test edilebilmesine olanak verir. Ayrıca 0–200 Pa basınç farkı çalışma aralığı ve 2–80 °C su sıcaklığı kapasitesi, fan

coil sistemlerinde karşılaşılabilecek tipik işletme koşullarının tamamını simüle edebilecek niteliktedir.

Bu özellikler, test ortamının deneysel çalışmalar için uygun ve kararlı bir altyapı sunduğunu göstermektedir.

Tablo 3.1. Test odasının genel özellikleri.

Parametreler	İç Oda	Dış Oda
En Yüksek Performans Kapasitesi	13,5 kW	25,0 kW
Oda Hava Sıcaklık Aralığı	10,0 ~ 60,0 [°C]	(-20,0) ~ 60,0 [°C]
Hacimsel Su Debisi Aralığı	0,15 ~ 3,0 [m ³ /h]	0,15 ~ 7,0 [m ³ /h]
Su Basınç Farkı Aralığı	0 ~ 200 [Pa]	0 ~ 200 [Pa]
Su Sıcaklık Aralığı	2,0 ~ 80,0 [°C]	2,0 ~ 80,0 [°C]

3.1.1. Hava kapasitesinin hesaplanması

Fan coil ünitesinin hava tarafı kapasitesi, serpantinden geçen havanın sıcaklık ve nemindeki değişimlere bağlı olarak belirlenmektedir. Uluslararası standartlarda olduğu gibi (ASHRAE, 2021; ISO 5151, 2017), kapasite iki temel yöntem kullanılarak hesaplanabilir. İlk yöntemde, laboratuvar ortam sıcaklığı ile üfleme sıcaklığı arasındaki fark ile ölçülen hacimsel hava debisi kullanılarak duyulur ısı değişimi belirlenmiştir. İkinci yöntemde ise giriş ve çıkış noktalarına ait nemli hava entalpileri hesaplanmış ve entalpi farkı üzerinden toplam hava kapasitesi elde edilmiştir.

Soğutma modunda hava kapasitesi, hava debisi ve sıcaklık düşümü esasına göre; denklem 3.3 ile 3.7 arasında belirtilmiştir.

$$\dot{m}_{hava,soğutma} = \rho_{hava} \cdot \left(\frac{V_{hava}}{3600} \right) \quad (3.3)$$

$$\Delta T_{hava,soğutma} = (T_{hava,giriş} - T_{hava,çıkış}) \quad (3.4)$$

$$Q_{duyulur} = \dot{m}_{hava,soğutma} \cdot c_{p,hava,soğutma} \cdot \Delta T_{hava,soğutma} \quad (3.5)$$

$$Q_{gizli} = \dot{m}_{hava} \cdot (\omega_{nem\ oranı,giriş} - \omega_{nem\ oranı,çıkış}) \cdot h_{fg} \quad (3.6)$$

$$Q_{hava,soğutma} = Q_{duyulur} + Q_{gizli} \quad (3.7)$$

Soğutma modunda entalpi yöntemiyle yapılan hesaplamada, hava serpantin üzerinde soğuduğu için giriş entalpisi çıkış entalpisinden daha büyüktür ve kapasite bu entalpi farkı üzerinden belirlenir. Denklem 3.8 ile 3.12 arasında belirtilmiştir.

$$h = (c_{P,hava} \cdot T_{db}) + [\omega \cdot (h_{fg} + (c_{P,su} \cdot T_{db}))] \quad (3.8)$$

$$h \approx (1,005 \cdot T_{db}) + [\omega \cdot 2500] \quad (3.9)$$

$$\dot{m}_{hava,soğutma} = \rho_{hava} \cdot \left(\frac{V_{hava}}{3600} \right) \quad (3.10)$$

$$\Delta h_{hava,soğutma} = (h_{hava,giriş} - h_{hava,çıkış}) \quad (3.11)$$

$$Q_{hava,soğutma} = \dot{m}_{hava,soğutma} \cdot \Delta h_{hava,soğutma} \quad (3.12)$$

Isıtma modunda hava tarafı kapasitesi, cihazdan geçen hacimsel hava debisi ile hava giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark dikkate alınarak hesaplanır. Serpantin üzerinden geçen hava ısındığı için çıkış sıcaklığı giriş sıcaklığından yüksektir ve duyulur ısı artışı bu sıcaklık farkı üzerinden belirlenir. Bu yöntem, literatürde duyulur kapasite hesabı olarak tanımlanmakta olup (ASHRAE, 2021; EN 1397, 2016), yalnızca sıcaklık değişimine dayalı bir yaklaşımdır. İlgili hesaplama adımları denklem 3.13 ile 3.15 arasında verilmiştir.

$$\dot{m}_{hava,ısıtma} = \rho_{hava} \cdot \left(\frac{V_{hava}}{3600} \right) \quad (3.13)$$

$$\Delta T_{hava,ısıtma} = (T_{hava,çıkış} - T_{hava,giriş}) \quad (3.14)$$

$$Q_{hava,ısıtma} = \dot{m}_{hava,ısıtma} \cdot c_{P,hava,ısıtma} \cdot \Delta T_{hava,ısıtma} \quad (3.15)$$

Isıtma modunda kapasite, entalpi yöntemiyle de hesaplanabilir. Bu yöntemde serpantinden geçen havanın çıkış entalpisi giriş entalpisinden daha yüksek olduğundan, toplam kapasite entalpi farkı üzerinden belirlenir. Nemli havanın özgül entalpi tanımı uluslararası standartlarda verildiği şekliyle (ASHRAE, 2021; ISO 5151, 2017) denklem 3.16–3.20’de gösterilmiştir.

$$h = (c_{P,hava} \cdot T_{db}) + [\omega \cdot (h_{fg} + (c_{P,su} \cdot T_{db}))] \quad (3.16)$$

$$h \approx (1,005 \cdot T_{db}) + [\omega \cdot 2500] \quad (3.17)$$

$$\dot{m}_{hava,ısıtma} = \rho_{hava} \cdot \left(\frac{V_{hava}}{3600} \right) \quad (3.18)$$

$$\Delta h_{hava,ısıtma} = (h_{hava,çıkış} - h_{hava,giriş}) \quad (3.19)$$

$$Q_{hava,ısıtma} = \dot{m}_{hava,ısıtma} \cdot \Delta h_{hava,ısıtma} \quad (3.20)$$

3.1.2. Su kapasitesinin hesaplanması

Su tarafı kapasitesi, çalışma modundan bağımsız olarak (hem soğutma hem de ısıtma modlarında) su debisi ve giriş-çıkış su sıcaklıkları arasındaki fark üzerinden hesaplanır. Hidronik devrelerde kapasite belirlenmesi için kullanılan temel bağıntılar, uluslararası standartlarda verilen kütleli debi ve duyulur ısı transferi tanımlarına dayanmaktadır (ASHRAE, 2021; EN 1397, 2016). Su tarafı kapasitesi hesaplaması denklem 3.21 ile 3.23 arasında belirtilmiştir.

$$\dot{m}_{su} = \rho_{su} \cdot \left(\frac{Q_{v,su}}{3600} \right) \quad (3.21)$$

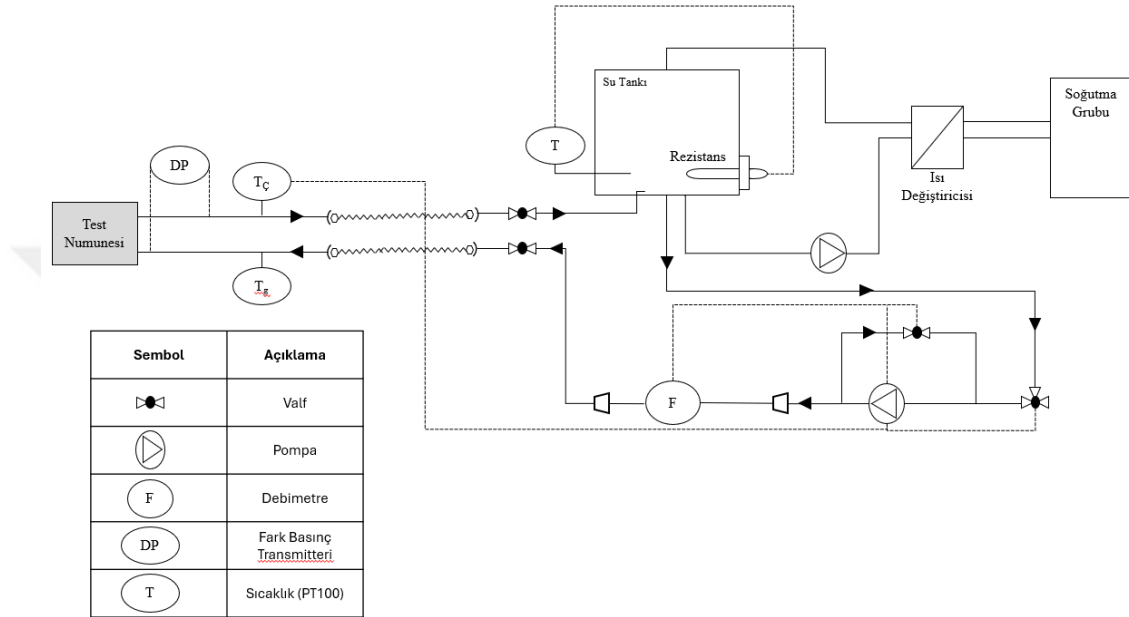
$$\Delta T_{su} = |T_{su,giriş} - T_{su,çıkış}| \quad (3.22)$$

$$Q_{su} = \dot{m}_{su} \cdot c_{P,su} \cdot \Delta T_{su} \quad (3.23)$$

Su tarafında elde edilen kapasitenin doğruluğu, yüksek hassasiyetli debimetreler, diferansiyel basınç transmisyonu ve su sıcaklık sensörlerinin doğru ölçüm yapmasına bağlıdır. Bu nedenle su tarafında hesaplanan kapasite, laboratuvar testlerinde güvenilirliğin temel göstergelerinden biri olarak kabul edilir. Aynı zamanda su kapasitesi, hava tarafı ile karşılaştırılarak enerji dengesi kontrolünün yapılmasına ve deneysel ölçümlerin tutarlılığının değerlendirilmesine olanak sağlar (ISO 5151, 2017).

3.2. Test Düzeneği

Bu çalışmada kullanılan test düzeneği, kolektörün yalnızca hidrolik davranışının değerlendirilmesini hedeflediğinden, hava tarafı fan coil testlerinde olduğu kadar belirleyici bir rol oynamamaktadır. Suyun fiziksel özelliklerinin değişmemesi ve kolektör–hava arasında istenmeyen ısı transferlerinin oluşmaması için laboratuvar ortamı kontrollü tutulmuştur (Şekil 3.3).



Şekil 3.3. Şematik test düzeneği gösterimi.

Bu kapsamda ortam sıcaklığı 15–25 °C aralığında stabilize edilirken, su giriş sıcaklığı 7–15 °C bandında kontrol edilmiştir.

Bu kontrol sayesinde hem kolektör içerisindeki ısı geçişi minimuma indirilmiş hem de suyun yoğunluk ve viskozite değişimleri güvenli çalışma sınırları içerisinde tutulmuştur. Böylece ölçülen hacimsel su debisi ve basınç farkı değerlerinin yalnızca kolektör geometrisinden ve akış şartlarından kaynaklanan etkileri yansıtması sağlanmıştır.

Kolektörün hidrolik performansının doğru şekilde belirlenebilmesi için iki temel, iki yan fiziksel parametrenin hassas ölçümüne odaklanmıştır. Bunlar;

- Hacimsel su debisi - Q (m³/h)
- Su basınç farkı - ΔP (kPa)
- Su giriş-çıkış sıcaklıkları (°C)
- Ortam sıcaklığı (°C)

3.2.1. Elektromanyetik debimetre

Bu test düzeninde kullanılan AXG serisi elektromanyetik debimetre, kolektör üzerinden geçen suyun hacimsel debisini yüksek doğrulukta ölçmek amacıyla tercih edilmiştir (Şekil 3.4). Cihazın çalışma prensibi, literatürde ayrıntılı olarak açıklanan Faraday'ın elektromanyetik indüksiyon yasasına dayanmaktadır (Miller, 1996; Çengel ve Turner, 2014). Manyetik bir alan içerisinde hareket eden iletken bir akışkan, akış hızına bağlı olarak bir indüklenmiş gerilim (E) üretir. Bu gerilim, debimetrenin gövdesindeki elektrotlar tarafından algılanır ve cihazın elektronik birimi tarafından akış hızına dönüştürülür. Bu dönüşüm, literatürde verilen fiziksel bağıntı ile ifade edilir ve denklem 3.24'te gösterilir (Yokogawa, 2020):

$$E = k \cdot B \cdot L \cdot v \quad (3.24)$$

Elektronik ünite bu gerilimi akış hızına (v) dönüştürdükten sonra, boru kesit alanı (A) ile çarparak hacimsel debiyi (Q) hesaplar ve 3.25 ile belirtilir.

$$Q = \frac{v}{t} \quad (\text{tanım}) \Leftrightarrow Q = A \cdot v \quad (\text{uygulama}) \quad (3.25)$$

Bu sayede debimetreye gelen elektriksel sinyal (mV düzeyindeki gerilim) doğrudan m³/h cinsinden hacimsel debi çıktısına dönüştürülmüş olur.

AXG serisinin bu test düzeninde kullanılmasının başlıca avantajları, üretici firma tarafından da belirtildiği üzere şunlardır (Yokogawa, 2020):

- Boru içinde hareketli parça bulunmadığından ek basınç kaybı yaratmaz,
- Düşük debilerde dahi $\pm\%0,35$ hassasiyet sağlar,
- Uzun süreli testlerde kararlı ve tekrarlanabilir ölçüm üretir,
- Su sıcaklığı ve viskozite değişimlerinden etkilenmez (iletkenlik sabit olduğu sürece).

Bu özellikleri sayesinde AXG debimetre, kolektör hidrolik karakteristiğini oluşturan ΔP -Q eğrilerinin hesaplanmasında temel ölçüm elemanı olarak kullanılmıştır.



Şekil 3.4. Su debimetresi.

3.2.2. Su basınç farkı transmitteri

Bu test düzeninde kullanılan Yokogawa EJA110E diferansiyel basınç transmitteri, kolektör giriş ve çıkış noktaları arasındaki basınç farkını (ΔP) yüksek doğrulukla ölçmek amacıyla seçilmiştir (Şekil 3.5). Diferansiyel basınç sensörleri, akışkan devrelerinde oldukça yaygın bir ölçüm yöntemidir ve temel prensipleri literatürde ayrıntılı olarak açıklanmaktadır (Doebelin, 2017; Miller, 1996).

EJA110E sensörü, iki noktadan alınan statik basınç sinyallerini yüksek duyarlılığa sahip piezorezistif diyaframı aracılığıyla algılar. Diyafram üzerindeki mikroskobik deformasyon, Wheatstone köprüsü yapısındaki piezorezistif elemanlar tarafından elektrik sinyaline dönüştürülür. Bu sinyal, transmittir elektronik ünitesi tarafından işlenerek standart çıkış sinyaline dönüştürülür (Yokogawa, 2021).

Ölçümün fiziksel temeli aşağıdaki ilişkiye dayanır:

- Kolektör girişindeki statik basınç $\rightarrow P_{\text{giriş}}$
- Kolektör çıkışındaki statik basınç $\rightarrow P_{\text{çıkış}}$
- Sensör diyaframına etki eden fark $\rightarrow \Delta P = P_{\text{giriş}} - P_{\text{çıkış}}$

Transmittir, bu diferansiyel sinyali doğrusal hâle getirdikten sonra kolektör üzerindeki gerçek basınç kaybını (kPa) hesaplamak için kullanır. Elde edilen ΔP değeri, kolektörün hidrolik karakteristiğinin belirlenmesinde kullanılan Darcy–Weisbach sürtünme eşitliği ve yerel kayıp katsayısı (K katsayısı) hesaplamalarının temel girdilerinden biridir (Çengel ve Cimbala, 2014).

EJA110E sensörünün kolektör testlerinde tercih edilme nedenleri, üretici tarafından sağlanan teknik dokümanlarda şu şekilde belirtilmektedir (Yokogawa, 2021):

- $\pm 0,055$ FS (Full scale, tam ölçek) hassasiyet,
- Düşük basınç aralıklarında yüksek çözünürlük,
- Sıcaklık değişimlerine karşı akıllı kompanzasyon algoritmaları,
- Uzun vadeli kararlılık ve minimal sıfır kayması,
- Titreşim ve test hattı dalgalanmalarına karşı dayanım.

Bu özellikler sayesinde EJA110E, kolektör ΔP -Q eğrilerinin belirlenmesinde güvenilir bir referans ölçüm cihazı olarak kullanılmıştır.



Şekil 3.5. Su basınç farkı transmitteri.

3.2.3. Sıcaklık Ölçerler

Bu test düzeninde kolektör giriş ve çıkış sıcaklıklarının hassas biçimde ölçülmesi için CHINO A-Class PT100 direnç termometreleri kullanılmıştır. PT100 sensörleri, sıcaklığa bağlı olarak değişen elektriksel direnç prensibine dayanan endüstriyel platin direnç termometreleridir (RTD). Platin elementin sıcaklıkla birlikte doğrusal karaktere yakın bir direnç değişimi göstermesi, bu tür sensörlerin laboratuvar ölçümlerinde yüksek tekrarlanabilirlik ve doğruluk sağlamasına imkân tanır (Fraden, 2016; Bentley, 1998). PT100 sensörlerinin temel çalışma prensibi ISO 60751 standardında verilen direnç-sıcaklık ilişkisinin basitleştirilmiş formu 3.26 ile ifade edilebilir.

$$R(T) = R_0 \cdot [1 + \alpha \cdot T] \quad (3.26)$$

Burada R_0 0 °C'deki nominal direnç değerini (100 Ω) ve α sıcaklık katsayısını temsil eder. Bu ifade, RTD sensörlerinde sıcaklığın elektriksel direnç üzerinden belirlenmesi için kullanılan genel matematiksel modeldir.

Bu çalışmada kullanılan CHINO A-Class PT100 sensörlerinin tercih edilme nedeni, ISO 60751 A sınıfı toleransını karşılamasıdır. Standart, A sınıfı için aşağıdaki hata sınırlarını tanımlar (ISO 60751, 2017):

- Temel hata: $\pm 0,15$ °C
- Ek sıcaklık kaynaklı hata: $\pm 0,002$ °C/°C

Bu tolerans aralığı, özellikle düşük sıcaklık farklarının ölçüldüğü hidronik testlerde kolektör giriş-çıkış sıcaklıklarının güvenilir biçimde izlenmesini sağlar. A sınıfı RTD'lerin yüksek doğruluk, düşük uzun dönem sapması ve iyi tekrarlanabilirlik özellikleri, bu sensör tipinin fan coil laboratuvarı gibi hassas termodinamik test ortamlarında kullanımını uygun kılar.



Şekil 3.6. PT100 direnç termometreleri (CHINO, 2024).

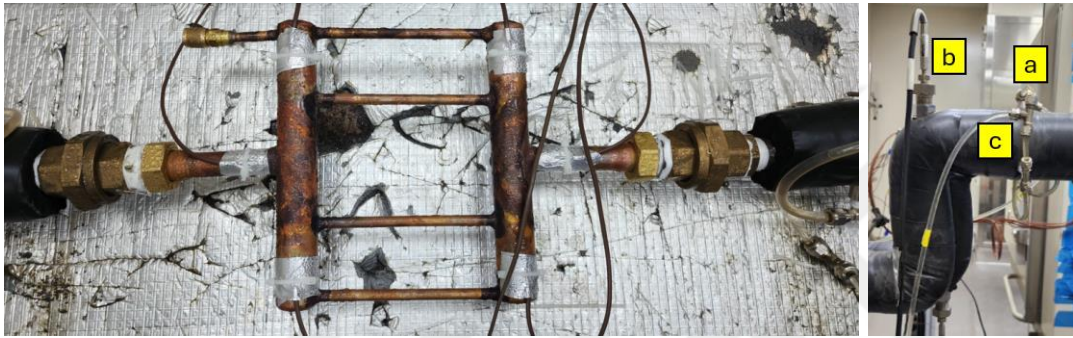
3.2.4. Test Bağlantı Yapısı

Bu çalışmada kullanılan kolektör test bağlantı yapısı, Şekil 3.7'de gösterildiği üzere su tarafı hidrolik davranışın doğru şekilde izlenebilmesi için düzenlenmiştir. Test düzeneğinde kolektör, giriş ve çıkış bağlantıları kapalı devre bir sistem içerisinde çalışacak şekilde hazırlanmış; kolektör üzerindeki basınç farkının doğru algılanabilmesi amacıyla diferansiyel basınç transmiyeri giriş ve çıkış noktalarına yerleştirilmiştir (a).

Böylece kolektör boyunca oluşan basınç kayıpları, su akışı sırasında meydana gelen hidrostatik ve hidrodinamik etkilerden bağımsız şekilde ölçülebilmektedir.

Kolektörün sıcaklık ölçümleri, hidrolik hesaplamalarda kritik öneme sahip olan su giriş-çıkış sıcaklıklarının doğru belirlenmesi için, uygun montaj açlarına yerleştirilen PT100 sınıfı sıcaklık sensörleriyle yapılmıştır (b). Bu sensörler; suyun fiziksel özelliklerinde (özellikle viskozite ve yoğunluk) meydana gelebilecek değişimlerin kapasite hesabına olan etkilerini değerlendirmek amacıyla yüksek hassasiyetle veri sağlamıştır.

Test hattında kullanılan tüm boru bağlantıları (c), kolektöre yönlendirilen akışın sistem içerisinde istenen şekilde ilerlemesini sağlamak için laboratuvar ortamında özel olarak hazırlanmıştır.



Şekil 3.7. Fan coil kolektör test yapısı; a: su basıncı farkı boruları, b: sıcaklık ölçer, c: su boru hatları.

Bağlantı noktalarının uygun şekilde sabitlenmesi, hat boyunca herhangi bir çap daralması, hava boşluğu ya da montaj hatası oluşmasını önlemiş; böylece ölçümlerin tekrarlanabilirliği artırılmıştır. Farklı debi aralıklarında gerçekleştirilen deneylerde kolektör üzerindeki basınç farkı ve sıcaklık değerleri eş zamanlı olarak kaydedilmiş ve elde edilen veriler ΔP - Q karakteristik eğrilerinin oluşturulmasında kullanılmıştır. Ayrıca, şekil 3.7'deki gösterimde düzenek yatay olarak gösterilmiştir; ancak gerçek test uygulamalarında numuneler dikey ekseninde konumlandırılarak ölçümler gerçekleştirilmiştir.

3.3. Ölçüm Belirsizliği Analizi

Bu çalışmada kullanılan hidrolik test düzeneği, kolektör üzerindeki basınç kaybını (ΔP) ve hacimsel su debisini (Q) yüksek doğrulukla ölçmek amacıyla kalibre edilmiş endüstriyel sensörlerden oluşmaktadır. Deneysel sonuçların güvenilirliği, kullanılan ölçüm cihazlarının belirsizlik seviyeleri ile doğrudan ilişkilidir. Bu nedenle, deneysel verilerin değerlendirilmesinden önce test sistemine ait ölçüm belirsizliklerinin analiz

edilmesi ve her bir cihaz için mutlak ve göreceli belirsizlik değerlerinin ortaya konması gereklidir (ISO GUM, 2008). Bu kapsamda elektromanyetik debimetre, diferansiyel basınç transimteri ve sıcaklık sensörleri ayrı ayrı değerlendirilmiştir.

3.3.1. Elektromanyetik debimetre ölçüm belirsizliği

Testlerde kullanılan Yokogawa AXG serisi elektromanyetik debimetre, üretici tarafından verilen $\pm 0,35$ okuma doğruluğuna sahiptir (Yokogawa, 2022). Bu değer doğrudan ölçülen hacimsel debi üzerine uygulanmakta olup, belirsizlik debinin büyüklüğüne göre değişmektedir. Belirsizlik hesabı 3.27 - 3.31 ile verilmiştir.

$$u_{\text{hassasiyet}} = u_{\text{acc}} = \frac{0.00035 \cdot Q}{\sqrt{3}} \quad (3.27)$$

$$u_{\text{çözünürlük}} = u_{\text{res}} = \frac{\frac{\Delta Q_{\text{çözünürlük}}}{2}}{\sqrt{3}} \quad (3.28)$$

$$u_{\text{tekrarlanabilirlik}} = u_A = \frac{S}{\sqrt{n}} \quad (3.29)$$

$$u_c = \sqrt{(u_{\text{hassasiyet}}^2 + u_{\text{çözünürlük}}^2 + u_{\text{tekrarlanabilirlik}}^2)} \quad (3.30)$$

$$U = k \cdot u_c \quad (k=2) \quad (3.31)$$

Bu ifade, ölçülen debi büyüklüğü arttıkça mutlak belirsizliğin de artacağını göstermektedir.

Bu sonuçlar, AXG debimetrenin özellikle düşük debi aralığında bile oldukça dar bir belirsizlik ürettiğini göstermektedir (Tablo 3.3). Hesaplanan belirsizliklerin teorik–deneysel ΔP farklılıklarının büyüklüğü ile kıyaslandığında ölçüm belirsizliğinin ihmal edilebilir seviyede olduğu görülmektedir. Bu nedenle, debimetre kaynaklı hata payı hidrolik değerlendirmeleri etkileyecek kritik bir unsur oluşturmamaktadır.

Tablo 3.2. Hacimsel su debilerine karşılık gelen kısmi ve bileşik belirsizlikler.

Debi (m ³ /h)	u_{acc} (m ³ /h)	U_{res} (m ³ /h)	$u_A(u_A < u_{res})$ (m ³ /h)	u_c (m ³ /h)
0,5	0,00101	0,00029	0,00000	0,00105
1,0	0,00202	0,00029	0,00000	0,00204
1,5	0,00303	0,00029	0,00000	0,00304
2,0	0,00404	0,00029	0,00000	0,00405

Tablo 3.3. Hacimsel su debilerine karşılık gelen belirsizlikler.

Debi (m ³ /h)	$U(k=2)$ (m ³ /h)	Ölçüm Aralığı (m ³ /h)
0,5	$\pm 0,00210$	0,49790 – 0,50210
1,0	$\pm 0,00409$	0,99591 – 1,00409
1,5	$\pm 0,00608$	1,49392 – 1,50608
2,0	$\pm 0,00810$	1,99190 – 2,00810

3.3.2. Diferansiyel basınç transmitteri ölçüm belirsizliği

Kolektör giriş ve çıkış noktaları arasındaki basınç farkı (ΔP) değerleri, bu çalışmada Yokogawa EJA110E diferansiyel basınç transmitteri ile ölçülmüştür. Üretici tarafından sağlanan teknik dokümana göre cihazın doğruluk sınıfı $\pm 0,055\%$ FS (tam ölçek) olarak tanımlanmaktadır (Yokogawa, 2021). Test sistemindeki tam ölçek aralığı, FS, 200kPa'dır. Belirsizlik hesaplaması 3.29 – 3.33 ile verilmiştir.

$$u_{hassasiyet} = u_{acc} = \frac{0.00055 \cdot \Delta P_{FS}}{\sqrt{3}} \quad (3.32)$$

$$u_{çözünürlük} = u_{res} = \frac{\frac{\Delta P_{çözünürlük}}{2}}{\sqrt{3}} \quad (3.33)$$

Bu değer tüm debilerde sabittir ve oldukça küçüktür. Belirsizlik her ölçüm için sabittir. ΔP transmittlerinde test öncesi ve sonrası sıfır doğrulaması yapılmış, ölçülebilir bir sıfır kayması tespit edilmediği için sıfır ofseti belirsizlik bütçesine dahil edilmemiştir.

Tablo 3.4. Su fark basıncına karşılık gelen kısmi ve bileşik belirsizlikler.

u_{acc} (kPa)	U_{res} (kPa)	u_A (n=15 için) (kPa)	u_c (kPa)
0,06351	0,00289	0,00266	0,06365
0,06351	0,00289	0,00266	0,06365
0,06351	0,00289	0,00266	0,06365
0,06351	0,00289	0,00266	0,06365

E-1 numunesine ait testlerde ölçülen basınç kayıpları 0,5–2,0 m³/h aralığında 4,8 kPa ile 71,7 kPa arasında değişmektedir. Örnek olarak bu numuneye ait seçilen debilere karşılık gelen su basınç değerlerinin belirsizlikleri Tablo 3.5’te değerlendirilmiştir.

Tablo 3.5. Su basınç kayıpları için belirsizlikler.

Debi (m ³ /h)	Test ΔP (kPa)	Belirsizlik (kPa)	Ölçüm Aralığı (kPa)
0,5	4,8	$\pm 0,12730$	4,67270 – 4,92730
1,0	18,4	$\pm 0,12730$	18,27270 – 18,52730
1,5	40,8	$\pm 0,12730$	40,67270 – 40,92730
2,0	71,7	$\pm 0,12730$	71,57270 – 71,82730

Kullanılan diferansiyel basınç transmitteri, $\pm 0,12730$ kPa düzeyindeki sabit belirsizliği ile ölçülen ΔP değerlerinin yanında ihmal edilebilir seviyededir. Bu nedenle transmittir, kolektörün hidrolik karakteristiğinin belirlenmesinde güvenilir bir ölçüm elemanı olarak değerlendirilebilir.

3.3.3. PT100 Sıcaklık Sensörleri Ölçüm Belirsizliği

Kolektör giriş ve çıkış noktalarındaki su sıcaklıkları, bu çalışmada CHINO A-Class PT100 sıcaklık sensörleri kullanılarak ölçülmüştür. A sınıfı PT100 sensörlerinin belirsizlik hesaplaması 3.29 – 3.31 ve 3.34 – 3.35 ’de gösterildiği şekilde verilmiştir. (CHINO, 2023):

$$U_{acc} = \frac{(0.15 + 0.002 \cdot |T|)}{\sqrt{3}} \quad (3.34)$$

$$u_{\text{çözünürlük}} = u_{\text{res}} = \frac{\frac{T_{\text{çözünürlük}}}{2}}{\sqrt{3}} \quad (3.35)$$

Bu hata sınırı esas alınarak farklı sıcaklık noktaları için ölçüm belirsizlikleri hesaplanmış ve Tablo 3.6 ve 3.7’de sunulmuştur.

Tablo 3.6. Sıcaklığa karşılık gelen kısmi ve bileşik belirsizlikler.

Su Sıcaklığı (°C)	u_{acc} (°C)	U_{res} (°C)	u_A (n=15 için) (°C)	U_{buz} (°C)	u_c (°C)
7,00	0,09469	0,00289	0,00169	0,00000	0,09475
12,00	0,10046	0,00289	0,00169	0,00000	0,10052
15,00	0,10392	0,00289	0,00169	0,00000	0,10397

Sıcaklık ölçüm belirsizliği, suyun yoğunluk, viskozite ve buna bağlı olarak Reynolds sayısı üzerinde kısmi bir etkiye sahip olsa da bu etki fan coil kolektörlerindeki basınç kaybı hesapları açısından anlamlı bir hata oluşturacak seviyede değildir. Bu nedenle PT100 sensör belirsizliği, çalışmanın hidrolik değerlendirmelerini sınırlandıran bir faktör olarak görülmemektedir.

Tablo 3.7. Su sıcaklık değerleri için belirsizlikler

Su Sıcaklığı (°C)	Belirsizlik (°C)	Ölçüm Aralığı (°C)
7,00	$\pm 0,18950$	6,81050 – 7,18950
12,00	$\pm 0,20104$	11,79896 – 12,20104
15,00	$\pm 0,20794$	14,79206 – 15,20794

3.4. Test Numuneleri

Bu çalışmada, su tarafındaki basınç kaybını etkileyen tasarım parametrelerinin bütüncül bir yaklaşımla değerlendirilebilmesi amacıyla farklı kolektör konfigürasyonları üzerinde deneysel incelemeler yapılmıştır. Deney programında kullanılan numuneler; boru çapı, boru uzunluğu, devre (NC) sayısı, dağıtım borusu geometrisi bakımından birbirinden farklılaştırılmıştır (Şekil 3.8). Bu sayede, her bir tasarım varyasyonunun hidrolik davranış üzerindeki etkisi ayrı ayrı gözlemlenebilmiştir.



Şekil 3.8. Numune örnekleri.

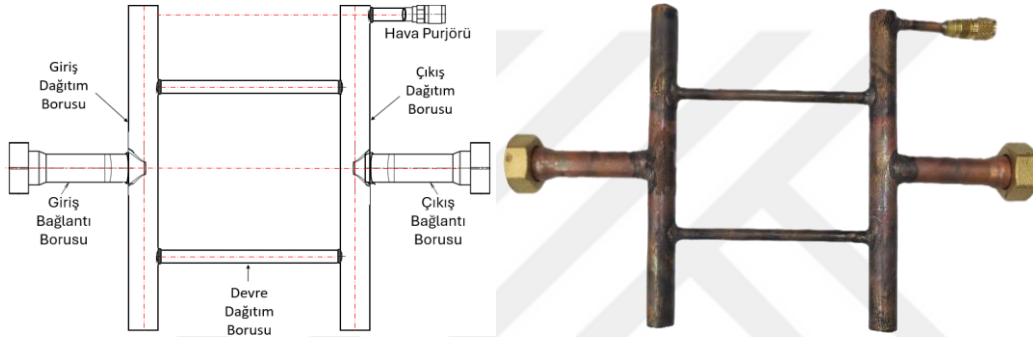
Numuneler, piyasada yaygın olarak kullanılan fan coil sistemlerinin su tarafı dağıtım prensiplerine benzerlik gösterecek şekilde modellenmiş olup, gerçek uygulamalarda karşılaşılabilecek koşulları temsil edecek biçimde üretilmiştir. Tasarım sürecinde hem kolektörün merkez hattındaki hem de kenar noktalarındaki devrelerin akış dağılımına etkisi dikkate alınmış; üretim geometrileri bu farklılıkları ortaya koyacak şekilde modellenmiştir.

Her bir numune grubu, tasarımın temsil kabiliyetini artırmak ve üretimden kaynaklı tolerans değişimlerini ortadan kaldırmak amacıyla birden fazla örnek olarak hazırlanmıştır. Bu yaklaşım, her bir tasarım varyasyonunun minimum iki, mümkün olan durumlarda ise üç adet numune ile test edilmesine olanak tanımış ve deneysel güvenilirliği artırmıştır. Bu yöntem, hem kaynaklı birleşimlerde ortaya çıkabilecek imalat hatalarının etkisini azaltmakta hem de deneysel sonuçların güvenilirliğini artırmaktadır. Aynı tasarımın birden fazla örneğinin test edilmesi, sonuçların tekrar edilebilirliğinin değerlendirilmesi açısından özellikle önem taşır.

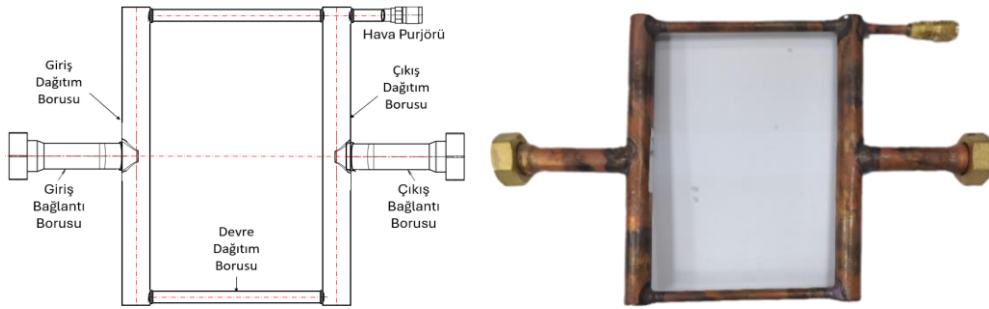
Numunelerin üretiminde, saha uygulamalarında karşılaşılan çalışma koşullarına benzer bir yaklaşım benimsenmiş; boru bağlantıları, dirsek yerleşimleri, kaynak noktaları ve dağıtım borusu uzunlukları gerçek sistemlerde kullanılan yapılara uyumlu olacak şekilde seçilmiştir. Böylece laboratuvar ortamında oluşturulan test düzenekleri, pratik uygulamalardaki hidrolik davranışı temsil edebilecek nitelikte tasarlanmıştır.

Ayrıca tasarımlar arasında hidrolik özellikler bakımından farklılaşmayı belirleyen temel faktörler (örneğin akış yönü, giriş-çıkış uzaklığı, kolektör çapındaki değişimler, devre ayrılma noktalarının konumu vb.) sistematik bir düzen içinde gruplanmıştır. Bu yaklaşımla, test edilen numuneler hem geometrik çeşitlilik hem de hidrolik performans farklarını temsil eden kapsamlı bir veri seti oluşturmuştur (Şekil 3.9, Şekil 3.10, Şekil 3.11) .

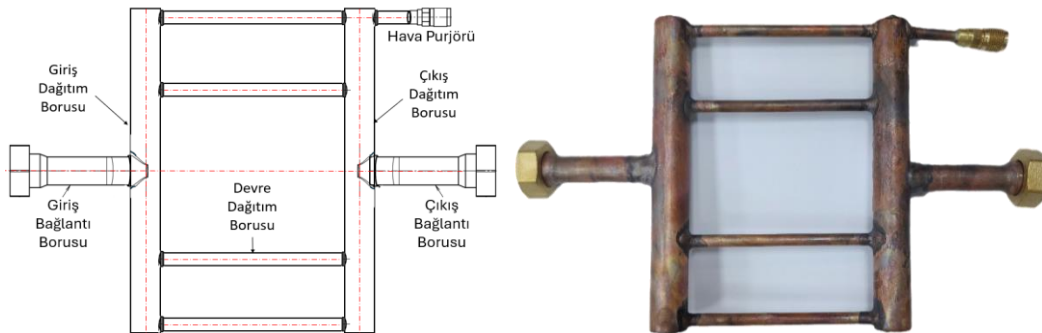
Sonuç olarak, deneylerde kullanılan kolektör numuneleri; boru çapı, boru uzunluğu, devre (NC) sayısı ve akış yönlendirme yapılarındaki farklılıkların hidrolik davranış üzerindeki etkilerini karşılaştırmalı olarak değerlendirebilmek amacıyla özel olarak tasarlanmıştır ve test için gerekli talep şartlarına göre üretilmiştir.



Şekil 3.9. A ve B numune grupları tasarım yapısı



Şekil 3.10. C ve D numune grupları tasarım yapısı



Şekil 3.11. E numune grupları tasarım yapısı.

Numune grupları, kolektör geometrilerinin sistem performansına etkisini daha net ortaya koyacak şekilde çeşitlendirilmiş; böylece hem tekil tasarım parametrelerinin hem de bu parametrelerin bir arada oluşturduğu hidrolik davranışın kapsamlı biçimde incelenmesi hedeflenmiştir. Aşağıda sunulan Tablo 3.5'ten 3.9'a kadar numunelere ait temel tasarım özellikleri ayrıntılı olarak verilmiştir.

Tablo 3.8. A grubu numune bilgileri

Parametre	A - 1	A - 2	A - 3
DB Çapı (mm)	Ø16 x 0,7S	Ø22 x 1S	Ø25 x 1,2S
DB Uzunluğu (mm)	240	240	240
DB Devre Sayısı (NC)	2NC (Orta)	2NC (Orta)	2NC (Orta)
Devre Borusu Çapı (mm)	Ø7x0,6S	Ø7x0,6S	Ø7x0,6S

Tablo 3.9. B grubu numune bilgileri

Parametre	B - 1	B - 2	B - 3
DB Çapı (mm)	Ø16 x 0,7S	Ø22 x 1S	Ø25 x 1,2S
DB Uzunluğu (mm)	240	240	240
DB Devre Sayısı (NC)	2NC (Orta)	2NC (Orta)	2NC (Orta)
Devre Borusu Çapı (mm)	Ø7x0,6S	Ø7x0,6S	Ø7x0,6S

Tablo 3.10. C grubu numune bilgileri

Parametre	C - 1	C - 2	C - 3
DB Çapı (mm)	Ø16 x 0,7S	Ø22 x 1S	Ø25 x 1,2S
DB Uzunluğu (mm)	180	180	180
DB Devre Sayısı (NC)	2NC (Köşe)	2NC (Köşe)	2NC (Köşe)
Devre Borusu Çapı (mm)	Ø7x0,6S	Ø7x0,6S	Ø7x0,6S

Tablo 3.11. D grubu numune bilgileri

Parametre	D - 1	D - 2	D - 3
DB Çapı (mm)	Ø16 x 0,7S	Ø22 x 1S	Ø25 x 1,2S
DB Uzunluğu (mm)	240	240	240
DB Devre Sayısı (NC)	2NC (Köşe)	2NC (Köşe)	2NC (Köşe)
Devre Borusu Çapı (mm)	Ø7x0,6S	Ø7x0,6S	Ø7x0,6S

Tablo 3.12. E grubu numune bilgileri

Parametre	E - 1	E - 2	E - 3
DB Çapı (mm)	Ø16 x 0,7S	Ø22 x 1S	Ø25 x 1,2S
DB Uzunluğu (mm)	180	180	180
DB Devre Sayısı (NC)	4NC	4NC	4NC
Devre Borusu Çapı (mm)	Ø7x0,6S	Ø7x0,6S	Ø7x0,6S

4. HESAPLAMALAR

E-1 modeli, kolektör yapısında oluşan basınç kayıplarını analitik olarak değerlendirmek amacıyla seçilmiş bir deneysel test numunesidir.

E-1 modeli, çoklu devre yapısı (4NC) ve simetrik geometrik konfigürasyonu sayesinde akışın kolektör içindeki dağılımını, yön değişimlerini ve birleşme davranışını düzenli biçimde incelemeye olanak sağlamaktadır.

Bu nedenle, teorik hesaplamalarda akış karakteristiğini en doğru şekilde temsil edebilecek E serisi numuneleri arasından tercih edilmiştir.

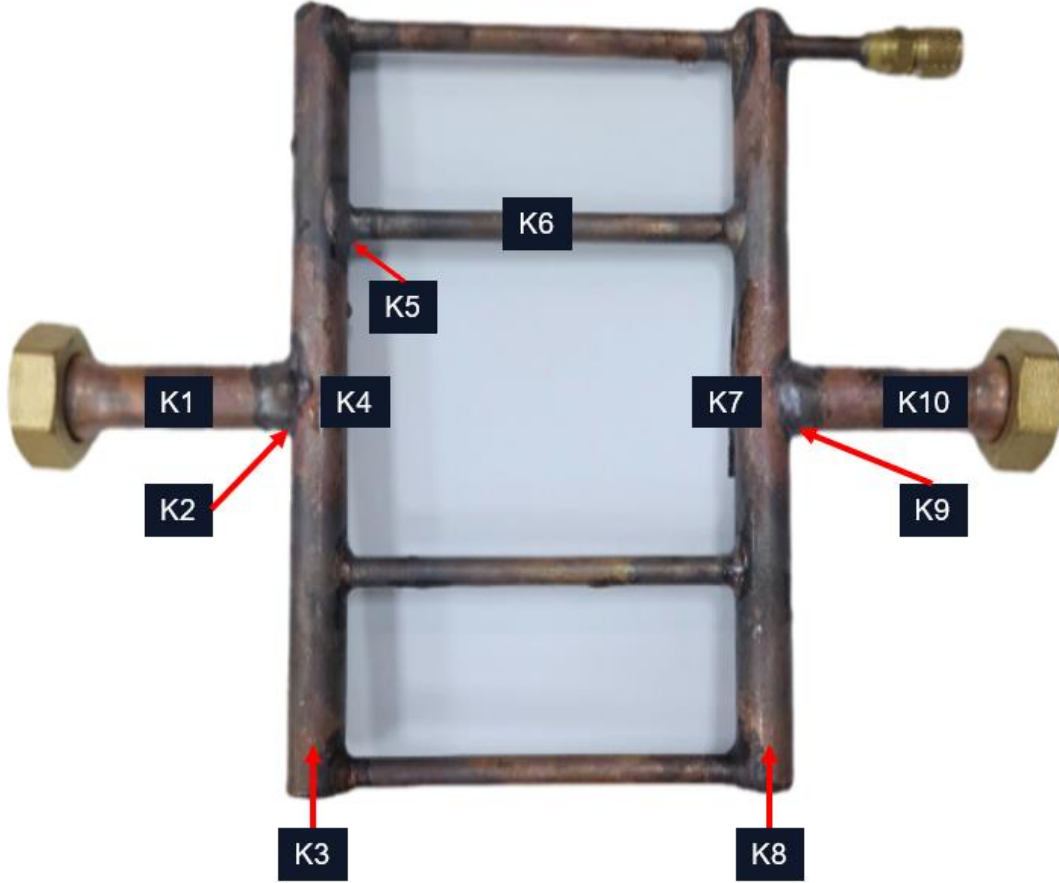
E-1 numunesi için teorik basınç kaybı hesaplama adımları aşağıdaki gibidir (Çengel ve Cimbala, 2014; White, 2011):

- Geometri tanımı
- Debi ve hızların belirlenmesi
- Akışkan özellikleri
- Reynolds sayısının hesaplanması (f-Re yöntemi başlangıcı)
- Sürtünme katsayısının (f) hesaplanması
- Doğrusal sürtünme kayıplarının değerlendirilmesi $\leftrightarrow K_1, K_6, K_{10}$ oluşumu
- Kolektör düzeltmesi $\leftrightarrow K_3, K_8$
- Yerel kayıp katsayılarının değerlendirilmesi $\leftrightarrow K_2, K_4, K_5, K_7, K_9$ oluşumu
- Toplam K Değeri
- Dinamik basınç
- Toplam Basınç Kaybı (ΔP)

4.1. Geometri Tanımı

Hesaplamaların ilk adımında numunenin fiziksel yapısı ayrıntılı şekilde tanımlanır.

E-1 modeli; giriş ve çıkış tarafında Ø16 mm çaplı kolektörler, dört adet Ø7 mm dağıtım borusu ve bu boruların bağlantı geçişlerinden oluşan 4 kanallı bir kolektör sistemidir.



Şekil 4.1. K Değerlerinin yerlerinin gösterimi geometrik tanım.

Her boru bölümünün dış çapı, iç çapı ve et kalınlığı üzerinden hidrolik hesaplamalarda kullanılacak parametreler türetilmiştir. Bu değerler ilerleyen hesaplamalarda doğrusal ve yerel kayıp katsayılarının belirlenmesinde temel geometrik verileri oluşturur.

Bu adım, tüm hesaplamaların temelini oluşturan $D_{16,i}$, $D_{7,i}$, A_{16} , A_7 , gibi büyüklüklerin netleştirildiği aşamadır. Herhangi bir borunun iç çapı (D_i), dış çapından (D_o) iki kat et kalınlığının (t) çıkarılmasıyla bulunur. Bu ilişki denklem 4.1’de gösterilmiş olup, sonrasında iç çaplara karşılık gelen kesit alanları 4.2 numaralı denklem yardımıyla hesaplanmıştır (Tablo 4.1)

$$D_i = D_o - 2t \quad (4.1)$$

$$A = \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \quad (4.2)$$

Tablo 4.1. Boru iç çapları ve kesit alanları.

$D_{16,i}$ (m)	A_{16} (m ²)	$D_{7,i}$ (m)	A_7 (m ²)
0,0146	$1,674 \cdot 10^{-4}$	0,0058	$0,2642 \cdot 10^{-4}$

4.2. Debi ve Hızların Belirlenmesi

Bu aşamada seçilen debiler (0,5 – 1,0 – 1,5 m³/h), uluslararası birim sistemine uygunluk sağlamak amacıyla m³/s cinsine dönüştürülmüş ve giriş hattındaki hız değerleri buna göre hesaplanmıştır.

Daha sonra, toplam debinin dört adet paralel devreye eşit şekilde dağılmasıyla her bir dağıtım borusundan geçen akış miktarı belirlenmiş; bu değerler kullanılarak $V_{giriş}$ ve V_{dal} hızları elde edilmiştir.

Bu adım, Reynolds sayısının hesaplanmasında ve akabinde dinamik basınç teriminin belirlenmesinde kritik önem taşır.

Hacimsel su debisi, m³/h biriminden m³/s birimine Denklem 4.3 kullanılarak çevrilmiştir.

Giriş hattı için hız 4.4 olarak bulunmuş; her bir dalın hacimsel su debisi 4.5 ile, her bir dal için hız değeri ise 4.6 üzerinden hesaplanmıştır. Çalışmada kullanılan kolektör konfigürasyonunda devre sayısı $n = 4$ olarak alınmıştır.

$$Q \left(\frac{m^3}{s} \right) = \left(\frac{Q \left(\frac{m^3}{h} \right)}{3600} \right) \quad (4.3)$$

$$V_{giriş} = \left(\frac{Q}{A_{16}} \right) \quad (4.4)$$

$$Q_{dal} = \left(\frac{Q}{n} \right) \quad (4.5)$$

$$V_{dal} = \left(\frac{Q_{dal}}{A_7} \right) \quad (4.6)$$

Tablo 4.2. E - 1 Numunesi hacimsel su debisi ve hız değerleri.

Hacimsel Su Debisi (m ³ /h)	Hacimsel Su Debisi (m ³ /s)	V _{giriş} (m/s)	Q _{dal} (m ³ /s)	V _{dal} (m/s)
0,5	1,3889 · 10 ⁻⁴	0,8296	3,4722 · 10 ⁻⁵	1,3142
1,0	2,7778 · 10 ⁻⁴	1,6592	6,9444 · 10 ⁻⁵	2,6284
1,5	4,1667 · 10 ⁻⁴	2,4888	10,417 · 10 ⁻⁵	3,9426

Tablo 4.2’de verilen değerler kullanılarak sistemdeki hacimsel debiler ve hızlar belirlenmiştir. Ardından, sistemde sürekliliğin sağlanıp sağlanmadığı hız oranı aracılığıyla kontrol edilmiştir. Bu doğrultuda hız oranı, denklem 4.7 yardımıyla doğrulanmıştır. Hız oranı denklem 4.8’de gösterildiği şekilde hesaplanmıştır.

$$A_{16} \cdot V_{giriş} = n \cdot A_7 \cdot V_{dal} \quad (4.7)$$

$$\left(\frac{V_{dal}}{V_{giriş}} \right) = \left(\frac{1.674 \cdot 10^{-4}}{4 \cdot 0.2642 \cdot 10^{-4}} \right) = 1,584 \quad (4.8)$$

Bu oranın tüm debi değerlerinde sabit kalması, akış sürekliliğinin sistem boyunca korunduğunu göstermektedir.

Elde edilen hız değerleri, ilerleyen basınç kaybı analizlerinde kullanılacak olan dinamik basınç teriminin hesaplanmasında doğrudan kullanılacaktır. Aynı zamanda bu hızlar, Reynolds sayısının ve sürtünme katsayısının belirlenmesinde temel giriş verisini oluşturur.

4.3. Akışkan Özellikleri

Teorik hesaplamalarda kullanılan akışkan, 7 °C sıcaklıktaki sudur (Tablo 4.3). Bu sıcaklık, test koşullarında fan coil kolektör sistemlerinde tipik olarak karşılaşılan su sıcaklığını temsil ettiği için seçilmiştir. Suyun 7 °C’deki yoğunluk, viskozite ve diğer termodinamik özellikleri ASHRAE Handbook – Fundamentals (2021) ve Çengel ve Boles (2015) gibi standart kaynaklarda verilen değerlere dayanılarak alınmıştır.

Tablo 4.3. Akışkan özellikleri

Su Sıcaklığı (°C)	Su Yoğunluğu (kg/m ³)	Dinamik Viskozite (Pa·s)	Kinemik Viskozite (m ² /s)
7,0	999,9	1,307 · 10 ⁻³	1,307 · 10 ⁻⁶

Bu özellikler, 0–20 °C aralığında çok küçük değişimler göstermeleri nedeniyle sabit kabul edilmiştir. Hesaplamalarda su, sıkıştırılamaz akışkan varsayımı altında değerlendirilmiştir. Bu yaklaşım, literatürde hidrolik hesaplamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır (ASHRAE, 2021).

4.4. Reynolds Sayısının Hesaplanması

Reynolds sayısı, akış rejiminin belirlenmesinde kullanılan temel boyutsuz bir parametredir ve boru içindeki akışkanın hızına, karakteristik uzunluğa (bu çalışmada iç çapa) ve akışkan özelliklerine bağlıdır. Bu kapsamda, Reynolds sayısı hem giriş hattı (Ø16) hem de dal borusu (Ø7) için ayrı ayrı hesaplanmıştır (Tablo 4.4). İç çap değerleri 4.1 numaralı denklem kullanılarak daha önce belirlenmiştir. Akışın rejimini belirlemek üzere Reynolds sayısı, literatürde yaygın olarak kullanılan Denklem 4.9 ile hesaplanır (White, 2011; Çengel ve Cimbala, 2014):

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_i}{\mu} \quad (4.9)$$

Tablo 4.4. Reynolds sayıları

Hacimsel Su Debisi (m ³ /h)	V _{in} (m/s)	Re _{in}	V _{dal} (m/s)	Re _{dal}
0,5	0,8296	9266	1,3142	5831
1,0	1,6592	18533	2,6284	11663
1,5	2,4888	27799	3,9426	17494

Tüm debi aralıkları için elde edilen Reynolds sayılarının 4000'in üzerinde olması ile E-1 modelindeki akışın türbülanslı rejimde hareket ettiğini doğrulamaktadır. Bu durum, ilerleyen hesaplamalarda kullanılacak sürtünme katsayısının doğru seçilmesi açısından kritik bir adımdır ve hidrolik analizlerin güvenilirliğini doğrudan etkiler.

4.5. Sürtünme Katsayısının Hesaplanması

Akış rejiminin türbülanslı olduğu belirlendikten sonra, boru boyunca meydana gelen sürtünme kayıplarının hesaplanmasında Darcy sürtünme katsayısı (f) kullanılır. Türbülanslı akışlar için yüksek doğruluk sağlayan Swamee–Jain bağıntısı literatürde yaygın olarak önerildiğinden (Swamee ve Jain, 1976), bu çalışmada da tercih edilmiş ve denklem 4.10’da ifade edilmiştir.

$$f = 0,25 \left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot D_i} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2 \quad (4.10)$$

Bakır borular için yüzey pürüzlülüğü (ε) sabit alınmış olup hem Ø16 hem de Ø7 borular için aynı yaklaşım uygulanmıştır.

Hesaplamalarda iç çapın (D_i) esas alınması, boru iç yüzeyindeki akış koşullarının doğru şekilde temsil edilmesi açısından gereklidir ve sürtünme katsayısının fiziksel olarak doğru değerlendirilmesini sağlar (Tablo 4.5). Ayrıca sürtünme katsayısının hesaplanmasında Reynolds sayısının ve göreceli pürüzlülüğün birlikte dikkate alınması, boru çapındaki değişimlerin akış karakteristiği üzerindeki etkilerini daha gerçekçi şekilde ortaya koyar. Bu katsayılar, ileride K_1 , K_5 , K_8 bileşenlerini oluşturacak doğrusal sürtünme katkılarının fiziksel temelini oluşturur.

Tablo 4.5. Sürtünme Katsayıları (f)

Hacimsel Su Debisi (m ³ /h)	ε (m)	Re_{in}	f_{in}	Re_{dal}	f_{dal}
0,5	$1,5 \cdot 10^{-6}$	9266	0,0318	5831	0,0365
1,0	$1,5 \cdot 10^{-6}$	18533	0,0266	11663	0,0302
1,5	$1,5 \cdot 10^{-6}$	27799	0,0241	17494	0,0273

4.6. Doğrusal (Lineer) Sürtünme Kayıplarının Değerlendirilmesi

Doğrusal sürtünme kayıpları, akışkanın boru içinde ilerlerken taşıdığı momentumun boru duvarlarıyla etkileşimi sonucunda ortaya çıkar. Bu tip kayıplar, kesit değişimi veya akış yönünde bir sapma olmaksızın yalnızca boru cidarında meydana gelen sürtünmeden kaynaklandığı için Darcy–Weisbach prensibi temelinde tanımlanır (Çengel ve Cimbala, 2014; White, 2011).

E-1 numunesinde lineer sürtünmeye neden olan üç ana bölge bulunmaktadır:

- K₁: Giriş borusu (Ø16 // 70 mm)
- K₆: Dört adet dağıtım borusu (Ø7 // 120 mm)
- K₁₀: Çıkış borusu (Ø16 // 70 mm)

Bu bölümde söz konusu üç bölgeye ait katsayıların belirlenmesi için hesaplanan Reynolds sayıları, elde edilen sürtünme katsayıları ve ilgili geometrik L/D_i oranları birlikte değerlendirilmiş; her boru elemanı için lineer sürtünme kaynaklı kayıp bileşenleri detaylı olarak tablo 4.6’da sunulmuştur. Ayrıca bu analiz, sistemdeki doğrusal kayıpların yerel kayıplardan ayırıştırılmasına da olanak tanımakta ve daha sonraki tasarım optimizasyon adımları için sağlam bir referans oluşturmaktadır.

Tablo 4.6. Doğrusal (Lineer) Sürtünme Katsayıları

Bölge	L (m)	D _i (m)	L/D _i	$f_{in,ort}$	$f_{dal,ort}$
Giriş (K ₁)	0,07	0,0146	4,79	0,027	-
Dağıtım (K ₆)	0,12	0,0058	20,69	-	0,031
Çıkış (K ₁₀)	0,07	0,0146	4,79	0,027	-

Fan-coil kolektör geometrisinin giriş ve çıkış bölümlerinde L/D_i oranının yaklaşık 4,79 olması, bu bölgelerin nispeten kısa doğrusal boru uzunluklarına sahip olduğunu göstermektedir. Bu nedenle bu kesitlerde akışın tam gelişmiş kabul edilememesi doğal bir durumdur. Ancak tam gelişmiş olmaması bu bölgelerin hesaplamaya katılmasını engellemez; çünkü giriş ve çıkış bölgelerinde kullanılan yerel kayıp katsayıları (K₁ ve K₁₀) literatürde kısa borular için geçerli olan standart kayıp ifadelerine dayanmakta olup (White, 2011; Çengel ve Cimbala, 2014), tam gelişmiş akış şartını gerektirmemektedir. Bu sayede kısa L/D_i oranlarının yerel kayıp temsiliinde hesaplamaya bir tutarsızlık getirmediği değerlendirilmektedir.

Dağıtım borusu bölümünde ise L/D_i oranının yaklaşık 20 olması, akışın pratik olarak tam gelişmiş kabul edilebileceğini göstermektedir. Bu nedenle bu bölgede Swamee–Jain bağıntısından türetilen Darcy sürtünme katsayısının kullanılması hem literatüre hem de mühendislik uygulamalarına uygun bir yaklaşımdır (White, 2011; Çengel ve Cimbala, 2014).

Dolayısıyla, kolektörün giriş, dağıtım ve çıkış bölümleri için belirlenen L/D_i oranlarının her biri, ilgili bölgeye uygun hidrolik modelin (yerel kayıplar veya boru içi sürtünme kayıpları) kullanılmasına olanak sağlamakta ve seçilen katsayıların geçerliliğini desteklemektedir. Doğrusal sürtünme kaybının genel ifadesi denklem 4.11’de sunulmuştur.

K-yönteminde ise tüm kayıplar boyutsuz bir katsayı olan K üzerinden tanımlanmakta ve basınç düşümü, giriş hızı $V_{giriş}$ esas alınarak denklem 4.12’de gösterildiği biçimde modellenmektedir. Bu iki yaklaşımın matematiksel olarak eşleştirilmesiyle, doğrusal sürtünme kayıplarının K-yöntemindeki karşılığı olan lineer kayıp katsayısı elde edilmektedir (Denklem 4.12). Böylece, boru içindeki sürtünmeden kaynaklanan tüm doğrusal kayıplar, K-yöntemi çerçevesinde tek bir katsayıyla temsil edilebilir hâle gelmektedir. Lineer kayıp katsayısına ilişkin tanım denklem 4.13’te verilmiştir.

$$\Delta P_{linear} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (4.11)$$

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot V_{giriş}^2}{2} \quad (4.12)$$

$$K_{linear} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \left(\frac{V}{V_{giriş}} \right)^2 \quad (4.13)$$

Doğrusal sürtünme kayıpları için K katsayısı Darcy–Weisbach modeline göre yalnızca boru uzunluğu, boru çapı ve sürtünme katsayısına bağlıdır. Bu nedenle, K_{linear} ifadesinde bazı kaynaklarda görülen $V/V_{giriş}$ terimi bu çalışmada kullanılmamıştır. Doğrusal akışta boru kesiti sabit olduğundan hız değişimi yoktur ($V = V_{giriş}$) ve bu oran birimdir. Hız oranı terimi sadece kesit değişiminin olduğu yerel kayıplarda geçerlidir; boru içi sürtünme kayıplarında fiziksel karşılığı bulunmadığından denklemden çıkarılmıştır.

Bu kapsamda hız oranı Ø16 boruları için denklem 4.14 verilmiştir. Ø7 dağıtım boruları için ise denklem 4.15 verilmiştir. Eğer hızlar değişseydi, 4.16 daki gibi olurdu.

$$V = V_{giriş} \Rightarrow \left(\frac{V}{V_{giriş}} \right) = 1 \quad (4.14)$$

$$V = V_{dal} \Rightarrow \left(\frac{V}{V_{giriş}} \right) = \left(\frac{V_{dal}}{V_{giriş}} \right) = 1 \quad (4.15)$$

$$\left(\frac{V}{V_{giriş}} \right) = 1,584 \Rightarrow \left(\frac{V_{dal}}{V_{giriş}} \right)^2 = 2,509 \quad (4.16)$$

Bu bağıntılar kullanılarak K_1 , K_{10} ve K_6 katsayıları, denklem 4.17 ile 4.20'de verilmiştir. K_6 , yani 7 mm dağıtım borularının sürtünme kaybıdır. Her kol paralel olduğundan K_6 tek bir değer olarak alınır, toplanmaz. Lineer kayıp katsayısının tanımı:

$$K_1 = K_{10} = f_{giriş,ort} \cdot \frac{L_{giriş}}{D_i} \quad (4.17)$$

$$K_1 = K_{10} = 0,027 \cdot 4,79 = 0,129 \approx 0,15 \quad (4.18)$$

$$K_6 = f_{dal,ort} \cdot \frac{L_{dal}}{D_i} \cdot \quad (4.19)$$

$$K_6 = 0,031 \cdot 20,69 = 0,641 \approx 0,65 \quad (4.20)$$

4.7. Çoklu Dağıtım Düzeltmesi

Fan-coil gibi kısa boylu, çok çıkışlı kompakt kolektörlerde akış tamamen boru akışı özelliklerinden sapmakta; splitting–merging, ikincil akışlar, karışım bölgeleri ve düzensiz hız profili nedeniyle doğrusal sürtünme katsayısı klasik Darcy–Weisbach boru sürtünme katsayısından daha yüksek gerçekleşmektedir.

Idelchik (1994) ve ASHRAE (2017), kompakt manifold yapılarında bu ek türbülans ve karışım etkilerinin $f_{eff} \approx 0,2-0,5$ aralığında bir düzeltme katsayısı ile modellenebileceğini belirtmektedir. Bu yaklaşım, Miller (1990) ve Idelchik (1994) çalışmalarında 'akış gelişim bölgesi' (flow establishment region) ya da giriş-çıkış düzeltmeleri olarak tanımlanmaktadır.

Bu nedenle bu çalışmada kompakt fan-coil kolektör geometrisine uygun olarak $f_{eff} = 0,2$ seçilmiş, kolektör boyu ve çapına bağlı doğrusal sürtünme etkisi 4.21 ile ifade edilmektedir (Tablo4.7).

- K_3 : Giriş kolektörü (Ø16 // 180 mm)
- K_8 : Çıkış kolektörü (Ø16 //180 mm)

$$K_{kolektör} = f_{eff} \cdot \frac{L}{D_i} \quad (4.21)$$

Tablo 4.7. E-1 kolektör L/D_i oranı.

Bölge	L (m)	D _i (m)	L/D _i	f_{eff}
Giriş kolektörü (K ₃)	0,18	0,0146	12,33	0,2
Çıkış kolektörü (K ₈)	0,18	0,0146	12,33	0,2

$$K_3 = K_8 = 0,2 \cdot \frac{0,18}{0,0146} = 2,47 \approx 2,50 \quad (4.22)$$

4.8. Yerel Kayıp Katsayılarının Değerlendirilmesi

E-1 numunesinde akışkan yalnızca düz bir boru boyunca ilerlememekte; kolektör girişinde yön değiştirmekte, kolektör içinde dört farklı bölgeye ayrılmakta, ardından boru çaplarındaki değişimlerden geçerek tekrar birleşmektedir. Bu nedenle sistemde gözlenen yerel kayıplar, akım yönündeki ani değişimler, hız dağılımının bozulması, daralma-genişleme etkileri ve çoklu akış bölünmesi/birleşmesi gibi mekanizmalardan kaynaklanmaktadır. Literatürde bu tür kayıplar “local loss coefficients (K_i)” olarak adlandırılmakta olup, çok portlu kolektörlerde toplam basınç kaybının önemli bir kısmını oluşturduğu belirtilmektedir (Crane, 2018; Idelchik, 1994; ASHRAE, 2017).

Kolektör (manifold) akışlarında yerel kayıp katsayılarının (K₂, K₄, K₇, K₉) geçerliliği, kolektörün boyutsuz uzunluk oranı olan L/D_i değerine doğrudan bağlıdır. Hidrolik literatürde (Idelchik, 2008; Miller, 1990; Crane Co., 2018; ASHRAE, 2017), L/D_i oranına bağlı olarak üç temel akış bölgesi tanımlanmaktadır.

- Kısa Kolektör Bölgesi – Short Header Zone (L/D_i < 8); bu aralıkta kolektör uzunluğu, akışın hız profilinin gelişmesine yetecek kadar büyük değildir. Idelchik (2008, Section 7-5), L/D_i < 8 olan kolektörlerde akış girişinde belirgin ayrılma, girdap oluşumu ve hız dağınıklığının baskın olduğunu, bu nedenle standart yerel kayıp katsayılarının tam olarak uygulanamayacağını belirtmektedir. Miller (1990, Chapter 8) da kısa kolektörlerde giriş etkilerinin hâkim olduğunu ve K değerlerinin doğruluğunu olumsuz etkileyebileceğini ifade etmektedir. Crane TP-410 (Crane Co., 2018) ise kısa başlıklarda (headers) ek düzeltme katsayıları gerekeceğini vurgulamaktadır.

- Uniform Kolektör Bölgesi – Uniform Header Zone ($8 < L/D_i < 20$); bu bölge, kolektör akışının en kararlı ve literatürle en uyumlu olduğu bölgedir. Akış kolektör boyunca belirgin şekilde gelişir ve hız profili stabil hâle gelir. Idelchik (2008), 8–20 aralığında yer alan kolektörlerde ayrılma (splitting) ve birleşme (merging) kayıpları için verilen standart K katsayılarının güvenle uygulanabileceğini belirtmektedir. Miller (1990) hidronik kolektörlerin büyük çoğunluğunun $L/D_i \approx 10-15$ aralığında tasarlandığını ve bu bölgede standart K değerlerinin yüksek doğruluk sağladığını aktarır. Crane Co. (2018) ve ASHRAE (2017) de bu aralığı dağıtım kolektörlerinde “önerilen çalışma bölgesi” olarak tanımlamaktadır.
- Uzun Kolektör Bölgesi – Long Header Zone ($L/D_i > 20$); bu aralıkta kolektör uzunluğu arttıkça sürtünme ve momentum transferi kayıpları yerel kayıplara göre baskın hâle gelir. Idelchik (2008, Section 7-8), uzun kolektörlerde sadece yerel kayıpların yeterli olmadığını, sürtünme kayıplarının L/D_i ile neredeyse doğrusal arttığını belirtmektedir. Miller (1990) uzun kolektörlerin akış dağılımını bozabileceğini ve bu durumda standart K tablolarının tek başına yetersiz kalacağını ifade eder. ASHRAE (2017) de uzun hidronik kolektörlerde ek düzeltme faktörleri kullanılmasını önermektedir.

Bu çalışmada kullanılan K katsayıları, çok devreli kolektör akışlarında yerel kayıp katsayısı hesaplamalarında yaygın olarak kullanılan Idelchik, Miller, Crane ve ASHRAE tablolarına dayanmaktadır.

- K_2 , kolektörün giriş bölgesinde boru çapı değişmemesine rağmen akışın kolektör hacmine ani şekilde yayılmasıyla ortaya çıkan kayıpları temsil eder. Bu noktada akış, boru içerisindeki düzenli hız profilini kaybeder; kolektörün geniş hacmine girerken yön değiştirir, momentum dağılımı bozulur ve karışma bölgeleri oluşur. Literatürde bu tür kayıplar, manifold benzeri giriş bölgelerinde gözlenen “inlet manifold loss” veya “entry loss” olarak tanımlanmakta ve katsayıların çoğu durumda 0,3–0,5 aralığında olduğu bildirilmektedir (Crane, 2018; Idelchik, 1994; ASHRAE, 2017). E-1 geometrisi için bu bölge $K_2 = 0,30$ olarak kabul edilmiştir.
- K_4 , kolektör içerisindeki ana akımın dört adet Ø7 dağıtım borusuna ayrılması sırasında ortaya çıkan “splitting loss” kaybını temsil eder. Birden fazla çıkışa ani akış dağılımı, momentum değişimi ve düzensiz hız alanı nedeniyle yerel

kayıpların önemli ölçüde artmasına neden olur. Çok portlu manifoldlarda akım ayrılmasına ilişkin katsayılar literatürde 3,0–4,0 aralığında rapor edilmiştir (Idelchik, 1994; ASHRAE, 2017). Bu nedenle E-1 modeli için $K_4 = 3,0$ uygun bulunmuştur.

- K_5 , akışın kolektör hacminden Ø7 dağıtım borularına geçerken karşılaştığı daralan kesit etkisini ifade eden yerel kayıp katsayısıdır. Bu bölgedeki kayıp, difüzör-tipi olmayan ani daralma geometrisine bağlı olarak oluşur ve literatürde benzer ani daralma geçişleri için katsayı aralığının yaklaşık 0,5–0,7 olduğu belirtilmektedir (Crane, 2018). Daralan kesitlerde yerel kayıp katsayısı, Crane Technical Sayfa 410’da verilen bağıntıya göre aşağıdaki 4.23 de verilmiştir.

$$K_5 = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{A_{2(\text{daralmadan önceki kesit alanı})}}{A_{1(\text{daralmadan sonraki kesit alanı})}} \right) \quad (4.23)$$

$$K_5 = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{A_{\emptyset 16}}{A_{\emptyset 7}} \right) = 0,385 \approx 0,40 \quad (4.24)$$

- K_7 , kolektör çıkışında dört adet Ø7 borudan gelen akışların tekrar birleşmesiyle oluşan “merging loss” kaybını temsil eder. Ayrılan kolların farklı hızlarda ve farklı momentum vektörleriyle kolektör çıkış bölgesine ulaşması, birleşme noktasında türbülans ve karışma kaynaklı ilave kayıplara neden olur. Literatürde birleşme kayıpları genellikle splitting kayıplarına yakın büyüklüklerde olup manifold sistemlerinde 3,0–4,0 aralığı kabul edilmektedir (Idelchik, 1994). Bu nedenle E-1 numunesi için $K_7 = 3,0$ olarak belirlenmiştir.
- K_9 , kolektör çıkış bölgesinde akışın yeniden Ø16 çıkış borusuna yönlendirilmesi sırasında oluşan yön değiştirme ve hız alanı düzensizliği kaynaklı yerel kayıpları ifade eder. Bu kayıp, giriş bölgesindeki K_2 ile benzer fiziksel mekanizmaya sahip olup kolektörün daralan akım alanından çıkış borusuna geçişinde momentum bozulmasıyla oluşur. Literatürde bu tip yön değiştirme kayıpları için 0,3–0,4 aralığı önerildiğinden, E-1 çıkışı için $K_9 = 0,30$ seçilmiştir (Crane, 2018; ASHRAE, 2017).

4.9. Toplam K değeri

Belirlenen E-1 geometrisine ait spesifik kayıp bileşenleri, tablo 4.8'de ayrıntılı olarak sunulmuştur. Bu bileşenlerin toplamı, sistemin genel sürtünme kaybı katsayısı olan $K_{E-1, toplam}$ vermektedir. Bu toplam $K_{E-1, toplam}$ değeri, dinamik basınç ile çarpılarak E-1 numunesi için toplam teorik basınç kaybını hesaplamakta kullanılacaktır. Ayrıca bu $K_{E-1, toplam}$ değeri, kolektörün hidrolik karakteristiğini temsil eden bütünleşik bir parametre olduğundan hem deneysel sonuçların değerlendirilmesinde hem de matematiksel modelleme ve sayısal akış analizleri (CFD) için temel girdilerden biri olarak da kullanılabilir.

4.10. Dinamik Basınç ve Toplam Basınç Kaybı

Bu bölümde, önceki aşamalarda belirlenen toplam kayıp katsayısı ($K_{E-1, toplam}$) kullanılarak akışın farklı debilerde oluşturduğu dinamik basınç ve buna bağlı toplam basınç kaybı hesaplanmaktadır (Tablo 4.8). Hesaplamalarda boru hattının hidrolik çapı, akış kesiti ve akış hızları dikkate alınmış; suyun 7 °C sıcaklıktaki yoğunluk değeri referans alınmıştır. Dinamik basınç kavramı, akışkan hızının karesiyle orantılı bir büyüklük olduğundan, debinin artmasıyla birlikte sistemde meydana gelen basınç kayıpları doğrusal olmayan bir şekilde yükselme eğilimi gösterir. Bu yükselme, özellikle kolektör gibi çok noktalı dağıtım elemanlarında akış rejimi değişiklikleri nedeniyle daha belirgin hâle gelir.

Bu bölümün temel amacı, teorik modelde kullanılan K-yönteminin debi-basınç kaybı ilişkisini nasıl ortaya koyduğunu açıklamak ve sonrasında yapılacak deneysel doğrulama adımları için sağlam bir teorik zemin oluşturmaktır.

Ayrıca hesaplanan dinamik ve toplam basınç kaybı değerleri, kolektör geometrisinin hidrolik performans üzerindeki etkilerini değerlendirmek ve ilerleyen bölümlerde yer alan teorik-deneysel karşılaştırmaların duyarlılığını analiz etmek açısından kritik öneme sahiptir.

Tablo 4.8. E-1 geometrisine göre K değerleri ve Açıklamaları

İsim	K Değeri	K Değeri
K ₁	0,15	Giriş borusu doğrusal sürtünme kaybı
K ₂	0,30	Entry loss (giriş karışım kaybı)
K ₃	2,50	Manifold giriş düzeltmesi
K ₄	3,00	Splitting (ayrılma kaybı)
K ₅	0,40	Ani daralma Kaybı (Ø7'ye geçiş)
K ₆	0,65	Dağıtım borusundaki doğrusal sürtünme kaybı
K ₇	3,00	Merging (birleşme kaybı)
K ₈	2,50	Manifold çıkış düzeltmesi
K ₉	0,30	Kolektör çıkış bölgesi yön değiştirme kaybı
K ₁₀	0,15	Exit directional loss (çıkış karışım kaybı)
K _{E-1, toplam}	12,95	Toplam Kayıp Katsayısı

Akışkanın kinetik enerjisinin basınç terimi olarak ifade edildiği dinamik basınç hesabı denklem 4.25 ile verilmiştir. Toplam basınç kaybını hesaplamada kullanılan K-yöntemi ise denklem 4.26'de sunulmaktadır. Bu ilişki, özellikle yerel kayıpların baskın olduğu boru sistemlerinde (dirsekler, T-bağlantılar, daralma-genişlemeler vb.) hidrolik kayıpların öngörülmesinde son derece pratik ve mühendislik açısından uygulanabilir bir yöntemdir.

$$q = \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (4.25)$$

$$\Delta P = K_{toplam} \cdot q \quad (4.26)$$

Bu iki formül, fan coil kolektör sistemleri gibi boru hatlarında meydana gelen hidrolik kayıpların teorik olarak modellenmesinde yaygın şekilde kullanılmaktadır.

Tablo 4.9. K yöntemi ile hesaplanan toplam basınç kayıpları.

Hacimsel Su Debisi (m ³ /h)	Hacimsel Su Debisi (m ³ /s)	V _{in} (m/s)	q (kPa)	ΔP (kPa)
0,5	1,3889 . 10 ⁻⁴	0,8296	0,344	4,45
1,0	2,7778 . 10 ⁻⁴	1,6592	1,378	17,83
1,5	4,1667 . 10 ⁻⁴	2,4888	3,100	40,15

Tablo 4.9’de verilen değerler, her bir debi seviyesinde akış hızının ve buna bağlı olarak oluşan dinamik basıncın toplam kayıp katsayısı ile çarpılması sonucu elde edilen teorik basınç kayıplarını göstermektedir.

E numunelerinde kolektör çapı değiştirilirken yalnızca manifold uzunluk/çap oranına bağlı katsayılar (K_3 ve K_8) yeniden hesaplanmış, buna karşın K_2 , K_4 , K_7 ve K_9 gibi giriş karışımı, ayrılma, birleşme ve çıkış yönlendirme kaybı katsayıları akış koşullarındaki değişimi daha iyi yansıtmak amacıyla bir miktar artırılmıştır. Literatürde bu katsayıların (Crane, 2018; Idelchik, 2008; Miller, 1990; ASHRAE, 2017) doğrudan geometrik çaptan değil, akış topolojisi ve momentum değişiminden etkilendiği belirtilmektedir. Kolektör çapı büyüdüğünde L/D oranının azalmasıyla akış daha geniş bir hacme yayılır; bu durum ortalama hız düşse bile akış dağılımının karmaşıklığını ve momentum değişimini artırarak ilgili yerel kayıp katsayılarının hafif bir artış göstermesine neden olabilir.

Tablo 4.10’da E numunelerine ait K değerleri sunulmuş olup, bu değerlere bağlı olarak hesaplanan toplam basınç kayıpları ise Tablo 4.11’de gösterilmiştir.

Tablo 4.10. E numunelerine ait K değerleri

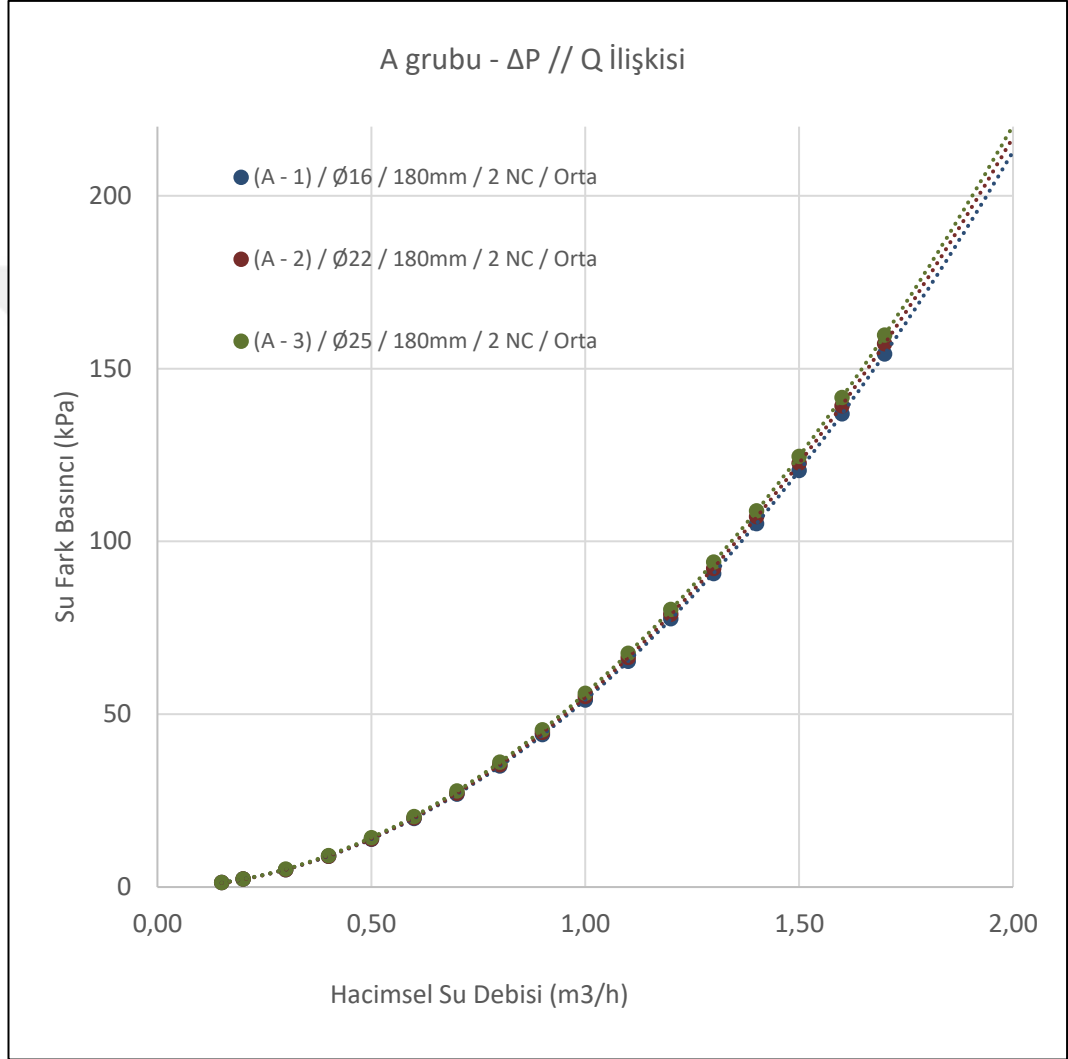
İsim	E-1, K Değeri	E-2, K Değeri	E-3, K Değeri
K_1	0,15	0,15	0,15
K_2	0,30	0,35	0,35
K_3	2,50	1,80	1,60
K_4	3,00	3,20	3,20
K_5	0,40	0,40	0,40
K_6	0,65	0,65	0,65
K_7	3,00	3,20	3,20
K_8	2,50	1,80	1,60
K_9	0,30	0,35	0,35
K_{10}	0,15	0,15	0,15
$K_{E, toplam}$	12,95	12,05	11,65

Tablo 4.11. E numunelerine ait K yöntemi ile hesaplanan toplam basınç kayıpları.

Hacimsel Su Debisi (m ³ /h)	E-1 ΔP (kPa)	E-2 ΔP (kPa)	E-3 ΔP (kPa)
0,5	4,45	4,15	4,01
1,0	17,83	16,61	16,04
1,5	40,15	37,36	36,12

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1. A Grubu Numune Test Sonuç Özeti

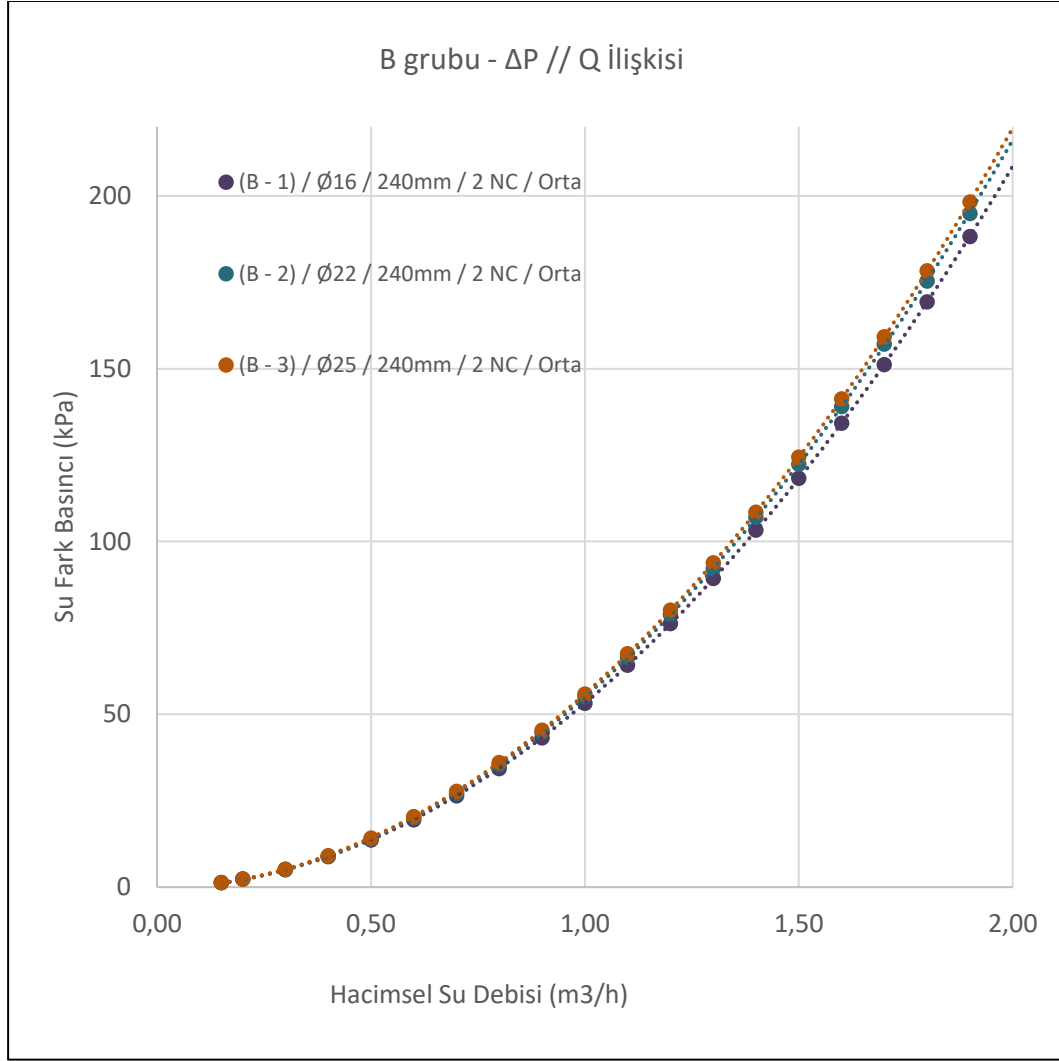


Şekil 5.1. A grubu numunelerinin grafiksel test sonuçları.

A Grubu'nda yapılan ölçümlerde, tüm debi aralıklarında ΔP sıralaması şu şekildedir; A1 (Ø16) < A2 (Ø22) < A3 (Ø25) (Şekil 5.1). Test sonuçlarına göre:

- 0,150–0,500 m³/h aralığında ΔP tüm çaplarda neredeyse aynıdır.
- 0,500–1,500 m³/h aralığında çap büyüdükçe ΔP 'de en fazla 1–2 kPa artış görülmüştür.
- (1,500–2,000 m³/h) bile çap artışı ΔP 'yi maksimum 3,5 kPa etkilemiştir.

5.2. B Grubu Numune Test Sonuç Özeti



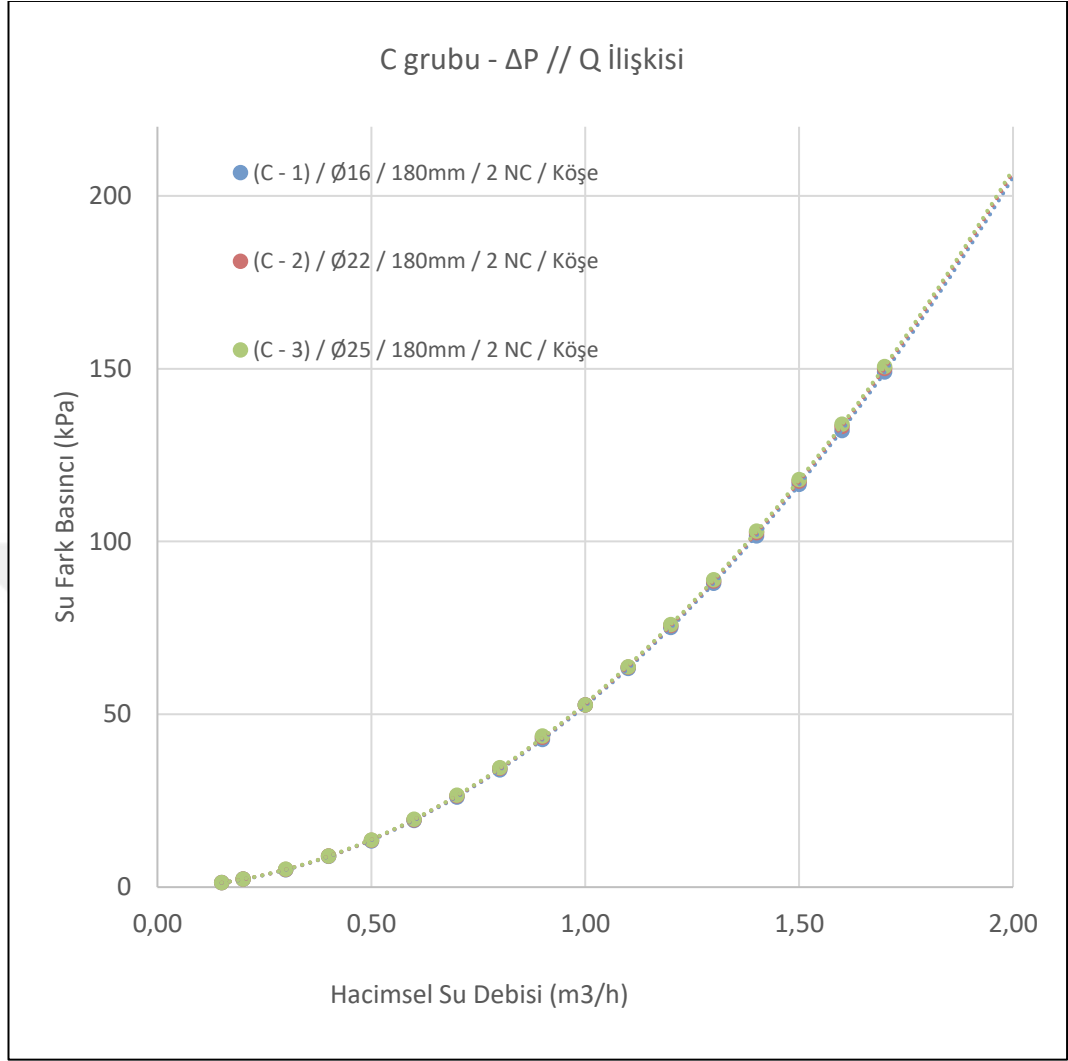
Şekil 5.2. B grubu numunelerinin grafiksel test sonuçları.

B Grubu'nda yapılan ölçümlerde, tüm debi aralıklarında ΔP sıralaması şu şekildedir;

B1 (Ø16) < B2 (Ø22) < B3 (Ø25) (Şekil 5.2). Test sonuçlarına göre:

- 0,150–0,500 m³/h aralığında çap değişiminin ΔP üzerinde belirgin bir etkisi yoktur.
- 0,500–1,500 m³/h aralığında çap büyüdükçe ΔP 'de en fazla 1–2 kPa artış görülmüştür.
- 1,500–2,000 m³/h aralığında çap artışı ΔP 'yi maksimum 2–3 kPa etkilemiştir.

5.3. C Grubu Numune Test Sonuç Özeti



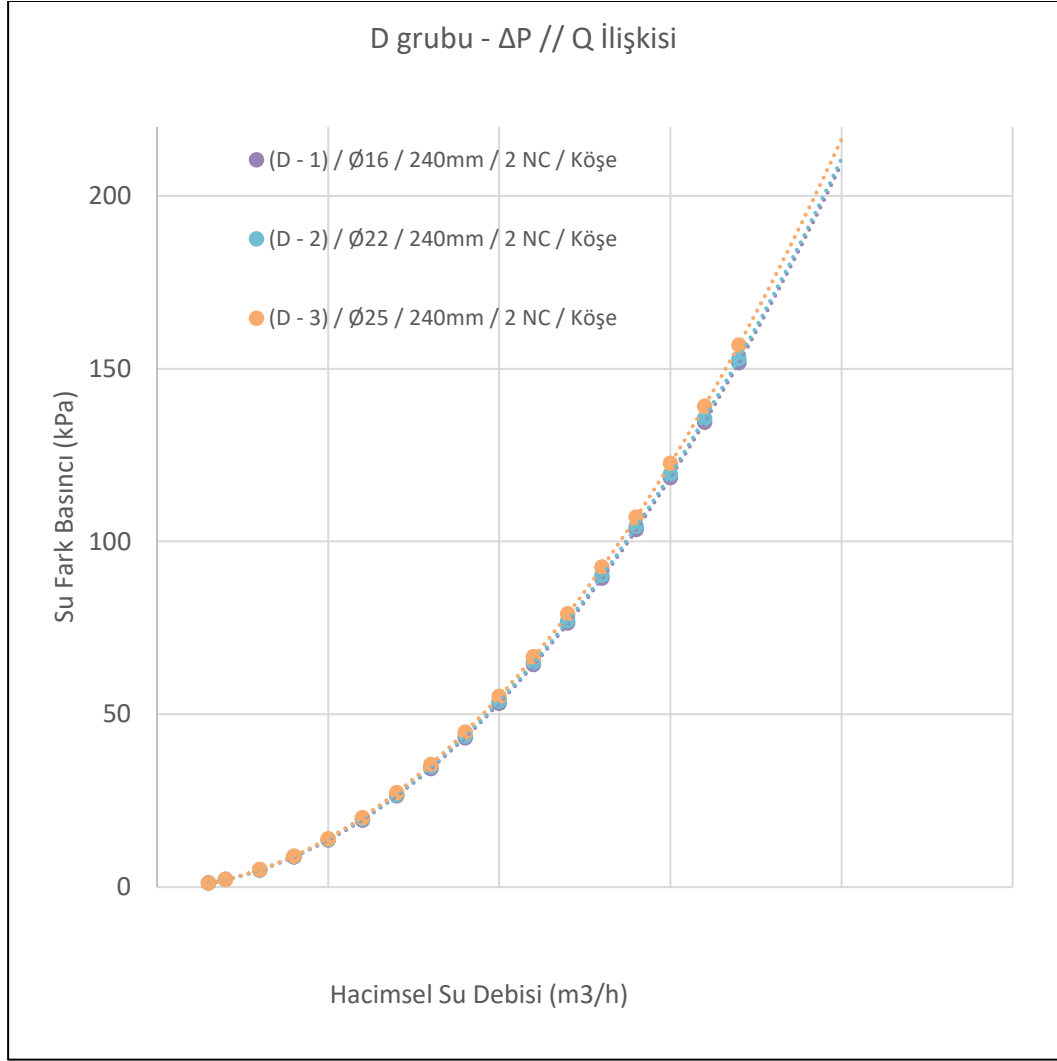
Şekil 5.3. C grubu numunelerinin grafiksel test sonuçları.

C Grubu'nda ΔP sıralaması çap arttıkça şu şekildedir;

C1 (Ø16) < C2 (Ø22) < C3 (Ø25) (Şekil 5.3). Test sonuçlarına göre:

- 0,150–0,500 m³/h aralığında çap değişiminin ΔP üzerindeki etkisi sınırlıdır.
- 0,500–1,500 m³/h aralığında çap büyüdükçe ΔP 'de yaklaşık 1–2 kPa artış görülmüştür.
- 1,500–2,000 m³/h aralığında çap artışı ΔP 'yi maksimum 2–3 kPa etkilemiştir.

5.4. D Grubu Numune Test Sonuç Özeti



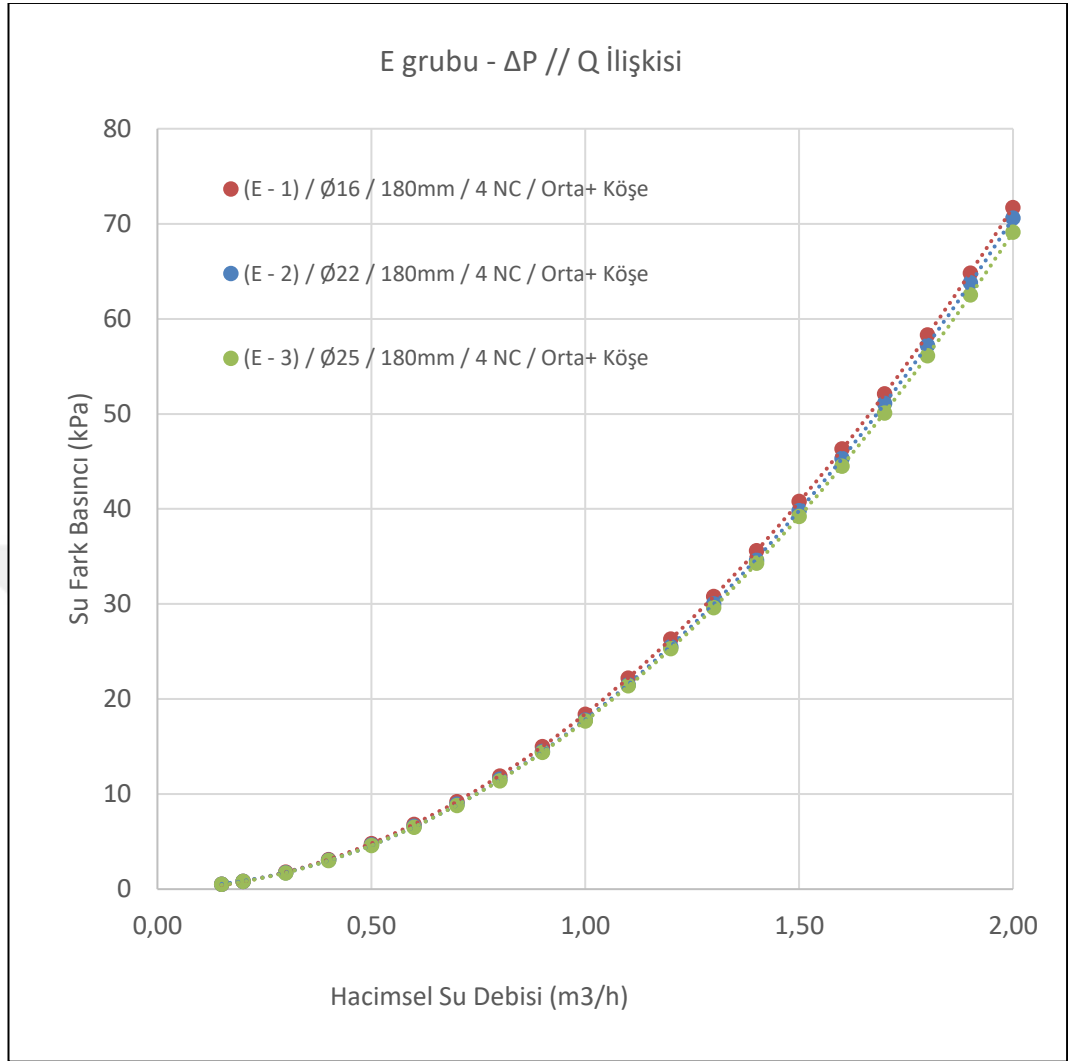
Şekil 5.4. D grubu numunelerinin grafiksel test sonuçları.

D Grubu'nda ΔP sıralaması çap arttıkça şu şekildedir;

D1 (Ø16) < D2 (Ø22) < D3 (Ø25) (Şekil 5.4). Test sonuçlarına göre:

- 0,150–0,500 m³/h aralığında ΔP tüm çaplarda benzerdir.
- 0,500–1,500 m³/h aralığında çap büyüdükçe ΔP 'de yaklaşık 1–2 kPa artış gözlenmiştir.
- 1,500–2,000 m³/h aralığında çap artışı ΔP 'yi maksimum 3 kPa etkilemiştir.

5.5. E Grubu Numune Test Sonuç Özeti



Şekil 5.5. E grubu numunelerinin grafiksel test sonuçları.

E Grubu'nda çap arttıkça ΔP şu şekilde sıralanmıştır;

E3 (Ø25) < E2 (Ø22) < E1 (Ø16) (Şekil 5.5). Test sonuçlarına göre:

- 0,150–0,500 m³/h aralığında ΔP tüm çaplarda düşüktür; belirgin fark yoktur.
- 0,500–1,500 m³/h aralığında çap büyüdükçe ΔP 1–2 kPa azalmıştır.
- 1,500–2,000 m³/h aralığında çap artışı ΔP 'yi maksimum 1,5–2 kPa azaltmıştır.

5.6. Ana Etki Analizi (Taguchi Yaklaşımı)

5.6.1. A ve B grubu numuneleri

Bu bölümde, su tarafı basınç kayıplarının parametre duyarlılığı Taguchi yaklaşımının ana etki değerlendirme mantığı kullanılarak incelenmiştir (Taguchi,1993). Geometrik benzerlikleri nedeniyle analiz, A ve B grubu numuneler ile sınırlandırılmıştır.

Deneyisel tasarımda, akış karakteristiğini doğrudan etkileyen devre sayısı (NC = 2) ile ana hat giriş ve devre pozisyonları sabit parametreler olarak kabul edilmiştir. Sistem performansına etki eden değişkenler ise:

- kolektör çapı ve
- kolektör boyu

olarak belirlenmiştir. Analizde, tüm numuneler için ortak ve eksiksiz ölçüm verisi bulunan 0,15–1,70 m³/h debi aralığı esas alınmıştır.

Tablo 5.1. A ve B grupları incelenen faktörler ve seviye tanımları.

Faktör	Seviye Sayısı	Açıklama (mm)
Çap	3	(F1): Ø16 / Ø22 / Ø25
Boy	2	(F2): 180 / 240

Her bir tasarım için ortalama basınç kaybı, denklem 5.1 ile 5.6 ifadeleri ile hesaplanmıştır. Bu değerler kullanılarak, çap ve boy parametrelerinin ana etkileri, diğer parametrelerin etkisi ortadan kaldırılarak belirlenmiştir.

$$\overline{\Delta P} = \frac{\Delta P_{0,15} + \Delta P_{0,20} + \dots + \Delta P_{1,70}}{17} \quad (5.1)$$

$$\overline{\Delta P}_{\emptyset 16} = \frac{\overline{\Delta P}_{A-1} + \overline{\Delta P}_{B-1}}{2} \quad (5.2)$$

$$\overline{\Delta P}_{\emptyset 22} = \frac{\overline{\Delta P}_{A-2} + \overline{\Delta P}_{B-2}}{2} \quad (5.3)$$

$$\overline{\Delta P}_{\emptyset 25} = \frac{\overline{\Delta P}_{A-3} + \overline{\Delta P}_{B-3}}{2} \quad (5.4)$$

$$\overline{\Delta P}_{180} = \frac{\overline{\Delta P}_{A-1} + \overline{\Delta P}_{A-2} + \overline{\Delta P}_{A-3}}{3} \quad (5.5)$$

$$\overline{\Delta P}_{240} = \frac{\overline{\Delta P}_{B-1} + \overline{\Delta P}_{B-2} + \overline{\Delta P}_{B-3}}{3} \quad (5.6)$$

Tablo 5.2. A ve B grupları $\varnothing$ ana etkisi.

$\varnothing$	Ortalama ΔP (kPa)
$\overline{\Delta P}_{\varnothing 16}$	56,05
$\overline{\Delta P}_{\varnothing 22}$	57,47
$\overline{\Delta P}_{\varnothing 25}$	58,44
$\varnothing$ Etkisi = 58,44 – 56,05 = 2,39 kPa	

Tablo 5.3. A ve B grupları boy ana etkisi.

Boy	Ortalama ΔP (kPa)
$\overline{\Delta P}_{180}$	57,52
$\overline{\Delta P}_{240}$	57,12
Boy Etkisi = 57,52 – 57,12 = 0,40 kPa	

Tablo 5.2’de verilen sonuçlara göre kolektör $\varnothing$ ’unun ana etkisi 2,39 kPa olarak belirlenmiştir. Elde edilen deneysel sonuçlar, $\varnothing$ artışıyla birlikte ortalama basınç kaybının artış eğilimi gösterdiğini ortaya koymaktadır. Tablo 5.3’e göre ise kolektör boyunun ana etkisi 0,40 kPa olarak hesaplanmıştır. Bu sonuçlar, kolektör boyunun artmasıyla ortalama basınç kaybında azalma yönlü bir değişim meydana geldiğini göstermektedir.

5.6.2. C ve D Grubu Numuneleri

Bu bölümde C ve D grubu numuneler (2NC-Köşe) için, $\varnothing$ ve boy parametrelerinin su tarafı basınç kaybına etkisi performans ortalaması üzerinden değerlendirilmiştir. NC (=2) ve yerleşim (Köşe) sabit tutulmuş; değişkenler kolektör $\varnothing$ ($\varnothing 16/\varnothing 22/\varnothing 25$) ve kolektör boyu (180/240 mm) olarak belirlenmiştir. Tüm numunelerde ortak ölçüm bulunan 0,15–1,70 m³/h aralığı kullanılmıştır (n=17). İncelenen faktörler tablo 5.1 deki ile aynıdır. Her bir tasarım için ortalama basınç kaybı, denklem 5.1 ile 5.6 ifadeleri ile hesaplanmıştır. Sadece C ve D grubu referanstır.

Tablo 5.4. C ve D grupları çap ana etkisi.

ap	Ortalama ΔP (kPa)
$\overline{\Delta P}_{\emptyset 16}$	55,19
$\overline{\Delta P}_{\emptyset 22}$	55,68
$\overline{\Delta P}_{\emptyset 25}$	56,50
ap Etkisi = 56,50 – 55,19 = 1,31 kPa	

Tablo 5.5. C ve D grupları boy ana etkisi.

Boy	Ortalama ΔP (kPa)
$\overline{\Delta P}_{180}$	55,15
$\overline{\Delta P}_{240}$	56,43
Boy Etkisi = 56,43 – 55,15 = 1,29 kPa	

Tablo 5.4’e göre C ve D grubu numuneleri için kolektör çapının ana etkisi 1,31 kPa olarak bulunmuştur. Elde edilen test sonuçları, çap artışıyla birlikte ortalama basınç kaybının artış yönünde değiştiiğini göstermektedir. Tablo 5.5’e göre ise kolektör boyunun ana etkisi 1,29 kPa olarak hesaplanmıştır. Bu test sonuçlarına göre kolektör boyunun artmasıyla ortalama basınç kaybının artış yönünde değiştii belirlenmiştir.

5.6.3. E Grubu Numuneleri

Bu bölümde yalnızca E grubu numuneler dikkate alınarak kolektör çapının basınç kaybı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Analizde kolektör apı (F1), $\emptyset 16$, $\emptyset 22$ ve $\emptyset 25$ olmak üzere üç seviyeli değişken olarak tanımlanırken; devre sayısı (NC = 4) ve kolektör boyu (180 mm) sabit parametreler olarak kabul edilmiştir. E grubu numunelerinde 0,15–2,00 m³/h debi aralığının tamamı için deneysel verilerin mevcut olması nedeniyle, bu analizde performans değerlendirmesi söz konusu debi aralığının tamamı esas alınarak gerçekleştirilmiştir.

$$\overline{\Delta P} = \frac{\Delta P_{0,15} + \Delta P_{0,20} + \dots + \Delta P_{2,00}}{20} \quad (5.7)$$

Tablo 5.6. E grupları çap ana etkisi.

Çap	Ortalama ΔP (kPa)
$\overline{\Delta P}_{\emptyset 16}$	26,06
$\overline{\Delta P}_{\emptyset 22}$	25,48
$\overline{\Delta P}_{\emptyset 25}$	25,08
Çap Etkisi = 26,06 – 25,08 = 0,98 kPa	

Tablo 5.6'ya göre E grubu numuneleri için kolektör çapının ana etkisi 0,98 kPa olarak hesaplanmıştır. Deneysel sonuçlar, çap artışıyla birlikte ortalama basınç kaybının azalış yönünde değiştiğini göstermektedir.

5.6.4. C ve E Grubu Numuneleri

Bu bölümde, kolektör boyunun sabit tutulduğu (180 mm) koşullarda, devre sayısının (2NC–4NC) ve kolektör çapının ($\emptyset 16/\emptyset 22/\emptyset 25$) su tarafı basınç kaybı üzerindeki etkisi değerlendirilmiştir.

$$\overline{\Delta P}_{2NC} = \frac{\overline{\Delta P}_{C-1} + \overline{\Delta P}_{C-2} + \overline{\Delta P}_{C-3}}{3} \quad (5.8)$$

$$\overline{\Delta P}_{4NC} = \frac{\overline{\Delta P}_{E-1} + \overline{\Delta P}_{E-2} + \overline{\Delta P}_{E-3}}{3} \quad (5.9)$$

Tablo 5.7. C ve E grupları çap ana etkisi.

Çap	Ortalama ΔP (kPa)
$\overline{\Delta P}_{\emptyset 16}$	37,49
$\overline{\Delta P}_{\emptyset 22}$	37,46
$\overline{\Delta P}_{\emptyset 25}$	37,35
Çap Etkisi = 37,49 – 37,35 = 0,14 kPa	

Tablo 5.8. C ve E grupları çap devre sayısı ana etkisi.

Boy	Ortalama ΔP (kPa)
$\overline{\Delta P}_{180}$	55,14
$\overline{\Delta P}_{240}$	19,72
Boy Etkisi = 55,14 – 19,72 = 35,42 kPa	

Tablo 5.7'ye göre C ve E grubu numuneleri için kolektör çapının ana etkisi 0,14 kPa olarak bulunmuştur. Elde edilen test sonuçları, çap artışıyla birlikte ortalama basınç kaybının azalış yönünde değiştiğini göstermektedir.

Tablo 5.8'e göre C ve E grubu numuneleri için devre sayısının ana etkisi 35,42 kPa olarak hesaplanmıştır. Bu test sonuçlarına göre devre sayısının artmasıyla ortalama basınç kaybının azalış yönünde değiştiği belirlenmiştir.

5.7. Teorik ve Test Su Basınç Kayıplarının Kıyaslaması

Bu bölümde, teorik modelden elde edilen basınç kaybı değerleri ile deneysel test sonuçları karşılaştırılarak hesaplama modelinin doğruluk düzeyi değerlendirilmiştir (Denklem 5.10). Teorik sonuçlar, önceki bölümlerde belirlenen toplam kayıp katsayısı (K_{toplam}) kullanılarak elde edilmiş olup, test sonuçları ile karşılaştırma yapılması modelin geçerliliğini ortaya koymak açısından önem taşımaktadır (Tablo 5.1, Tablo 5.2, Tablo 5.3). Bu karşılaştırma, özellikle kolektör yapılarında akışın çoklu dağılım ve birleşme davranışından kaynaklanan momentum değişimlerinin teorik yaklaşımla ne kadar doğru yakalandığını görmek amacıyla yapılmıştır.

$$Hata (\%) = \frac{|Teorik - Test|}{Test} \cdot 100 \quad (5.10)$$

Teorik ve deneysel basınç kayıpları arasındaki farkların özellikle düşük debilerde biraz daha yüksek çıkması, akışın kolektör içerisinde tam olarak gelişmemiş hız profilleri sergilemesi ve yerel kayıpların debi değişimine duyarlı olmasından kaynaklanmaktadır. Debi arttıkça akışın daha türbülanslı hâle gelmesi, K-yönteminin varsayımlarına daha uygun bir akış yapısı oluşturmuş ve bu nedenle hata oranları yüksek debilerde belirgin şekilde azalmıştır. Ayrıca, kolektör geometrisindeki birleşme ve ayrılma bölgeleri gibi karmaşık akış alanları, literatürde verilen K katsayılarının belirli toleranslarla uygulanmasını gerektirdiğinden, teorik sonuçların test verileriyle tam örtüşmesi beklenmemektedir. Buna rağmen elde edilen hata aralıklarının literatürde kabul edilen seviyelerde olması, modelin hidrolik davranışı yeterli doğrulukta temsil ettiğini göstermektedir.

K-yöntemi ile yapılan teorik hesaplamaların deneysel sonuçlarla birebir örtüşmesi beklenmemekte olup, literatürde bu tür sistemlerde %10–15 seviyelerinde sapmaların doğal olduğu belirtilmektedir. Bu çalışma kapsamında elde edilen fark oranlarının söz

konusu aralığın oldukça altında kalması, belirlenen K katsayılarının ve kullanılan teorik yaklaşımın E-1 numunesinin hidrolik davranışını yeterli doğrulukla temsil ettiğini göstermektedir.

Tablo 5.9. E-1 için teorik ve test basınç kayıpları kıyaslaması.

Hacimsel Su Debisi(m ³ /h)	Teorik Sonuç $\Delta P(kPa)$	Test Sonucu $\Delta P(kPa)$	Fark (kPa)	Hata (%)
0,5	4,45	4,8	0,35	%7,29
1,0	17,83	18,4	0,57	%3,10
1,5	40,15	40,8	0,65	%1,59

Tablo 5.10. E-2 için teorik ve test basınç kayıpları kıyaslaması.

Hacimsel Su Debisi(m ³ /h)	Teorik Sonuç $\Delta P(kPa)$	Test Sonucu $\Delta P(kPa)$	Fark (kPa)	Hata (%)
0,5	4,15	4,7	0,55	%11,70
1,0	16,61	17,8	1,19	%6,68
1,5	37,36	39,8	2,44	%6,13

Tablo 5.11. E-3 için teorik ve test basınç kayıpları kıyaslaması.

Hacimsel Su Debisi(m ³ /h)	Teorik Sonuç $\Delta P(kPa)$	Test Sonucu $\Delta P(kPa)$	Fark (kPa)	Hata (%)
0,5	4,01	4,6	0,59	%12,83
1,0	16,04	17,7	1,66	%9,38
1,5	36,12	39,2	3,08	%7,86

Tablo 5.12. E numunesi için test ve teorik K değeri kıyaslaması.

Kollektör Çapı (mm)	E Modeli K	E Modeli Teorik K	Fark
Ø16	13,35	12,95	0,40
Ø22	13,07	12,05	1,02
Ø25	12,86	11,65	1,21

E numunelerinde kolektör çapı değiştirilirken K₂, K₄, K₇ ve K₉ gibi giriş karışım, ayrılma, birleşme ve çıkış yönlendirme kaybı katsayıları yalnızca sınırlı ölçüde artırılmıştır. Teorik model ile test sonuçları arasındaki K farkının bir kısmı bu

noktadan kaynaklanıyor olabilir; yani bu katsayıların çap artışına bağlı olarak bir miktar daha yükseltilmesi gerekebileceği anlaşılmaktadır (Tablo 5.12).

5.8. Elde Edilen Bulguların Değerlendirilmesi

Deneysel veriler ile matematiksel model sonuçlarının tutarlı biçimde değerlendirilebilmesi için, kolektör tasarım parametrelerinin bütüncül olarak ele alınması gerekmektedir. Bu çalışma kapsamında gerçekleştirilen deneyler ve ana etki analizi (Taguchi yaklaşımı), fan coil kolektör tasarımlarında basınç kaybını belirleyen temel parametrelerin yalnızca boru çapı veya boru boyu olmadığını; esas belirleyici etkinin devre sayısı (NC) ile akışın kolektör içerisindeki giriş-çıkış ve dağıtım geometrisi olduğunu ortaya koymuştur.

Tablo 5.13 ve Tablo 5.14'te verilen L/D_i oranları incelendiğinde, tüm kolektör tasarımlarının $8 < L/D_i < 20$ aralığında yer aldığı görülmektedir. Bu durum, kolektör boruları içerisinde akışın gelişimi açısından belirgin bir geometrik uygunsuzluk bulunmadığını göstermektedir. Dolayısıyla, basınç kaybındaki farklılıkların ana nedeni boru çapı veya boru uzunluğu değişimi değil; akışın kolektör içerisinde yönlendirilme biçimi ve devreler arasındaki dağılım karakteristiğidir.

Tablo 5.13.Kolektör borusu L/D_i oranları.

Boru Tipi	İç Çap	L = 180 mm	L = 240 mm
	D_i (mm)	L/D_i	L/D_i
$\varnothing 16 \times 0,7S$	14,6	12,33	16,44
$\varnothing 22 \times 1S$	20,0	9,00	12,00
$\varnothing 25 \times 1,25S$	22,5	8,00	10,67

Tablo 5.14. Devre borusu L/D_i oranı.

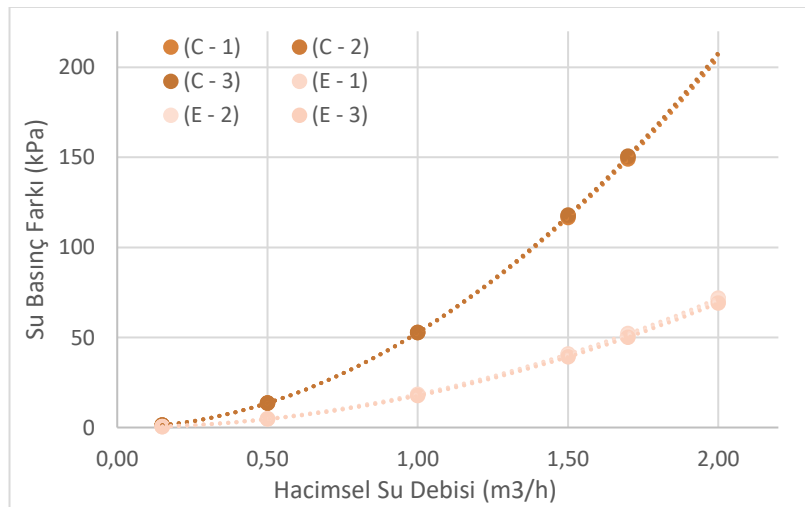
Boru Tipi	İç Çap	L = 120 mm
	D_i (mm)	L/D_i
$\varnothing 7 \times 0,6S$	5,8	20,69

A ve B grubu numunelerinde (2NC, orta dağıtım borusu), deneysel sonuçlar akış dağılımının simetrik olmadığını ve çap değişiminin basınç kaybı üzerindeki etkisinin sınırlı kaldığını göstermiştir. Ana etki analizi sonuçları da bu bulguyu desteklemiş; çap

parametresinin etkisi boy parametresine kıyasla daha yüksek çıkmasına rağmen, teorik olarak beklenen “çap büyüdükçe basınç kaybının azalması” eğiliminin bu tasarımlarda belirgin şekilde ortaya çıkmadığını doğrulamıştır. Bu durum, test sonuçlarında gözlenen davranışın nicel olarak ana etki analiziyle tutarlı olduğunu göstermektedir

C grubunda dağıtım borularının köşe konumunda yer alması, akışın kolektör içerisinde uçtan beslenmesine imkân tanımış; ancak 2NC yapının devam etmesi nedeniyle akış dağılımı halen tam olarak dengelenememiştir. Deneysel verilerde çap etkisinin kısmen artması, ana etki analizinde de karşılık bulmuş; ancak teorik hidrolik davranışın bu grupta da tam olarak sağlanamadığı görülmüştür. D grubunda kolektör boyunun 240 mm’ye uzatılmasıyla birlikte, dağıtım borularının köşe hattına yakın ancak tam köşe konumunda olmayan bir yerleşime sahip olduğu belirlenmiştir. Deneysel sonuçlar, bu geometrik düzenlemenin akışın kolektör içerisinde yön değiştirerek ilerlemesine ve ilave yerel kayıplar oluşmasına neden olduğunu göstermiştir. Ana etki analizinde boy etkisinin belirginleşmesi, test sonuçlarında gözlenen bu davranışı destekler niteliktedir.

E grubu numunelerinde ise 4NC devre yapısının kullanılmasıyla birlikte, deneysel olarak daha dengeli bir akış dağılımı elde edilmiştir. Test sonuçları, çap artışıyla birlikte basınç kaybının belirgin şekilde azaldığını göstermiş; ana etki analizi de bu eğilimi sayısal olarak doğrulamıştır. Bu grup, teorik hidrolik beklentilerin deneysel verilerle örtüştüğü tek tasarım grubu olmuştur. Elde edilen sonuçlar, A–B–C–D gruplarında gözlenen sapmaların temel nedeninin çap veya boydan ziyade 2NC yapının oluşturduğu akış dengesizliği olduğunu açık biçimde ortaya koymaktadır.



Şekil 5.6. C ve E grupları kıyaslaması.

Tablo 5.15 . C modeli-K, E modeli-K değerlerine göre oranlar.

Kollektör Çapı (mm)	C Modeli K	E Modeli K	C / E K oranı
Ø16	38,27	13,35	2,87
Ø22	38,41	13,07	2,94
Ø25	37,52	12,86	2,92

Tablo 5.15'te verilen kayıp katsayısı (K) karşılaştırmaları, deneysel test sonuçlarını destekler şekilde, 2NC tasarımlarının 4NC tasarımlara kıyasla yaklaşık 2,9 kat daha yüksek kayıp katsayısına sahip olduğunu göstermektedir. C (2NC) ve E (4NC) numuneleri arasındaki gerçek basınç kaybı oranının, kolektör çapından bağımsız olarak 2,84–2,98 aralığında kalması, test sonuçları ile modelleme yaklaşımı arasında yüksek düzeyde uyum olduğunu ortaya koymaktadır. Dinamik basınç teriminin tüm E grubu numunelerinde benzer seviyelerde kalması, basınç kaybındaki değişimin esas olarak toplam kayıp katsayısındaki farklılıklardan kaynaklandığını doğrulamaktadır.

Literatürde büyük ölçekli sistemler için bildirilen sonuçlarla karşılaştırıldığında (örn. Khunphakdee ve ark., 2025), kolektör çapının hidrolik performans üzerindeki etkisinin sistem ölçeğine bağlı olarak önemli ölçüde değiştiği görülmektedir. Enerji santralleri gibi yüksek debili sistemlerde çap artışı belirgin hidrolik iyileşmeler sağlarken, fan coil üniteleri gibi düşük debili ve kompakt sistemlerde bu çalışmada elde edilen deneysel verilerle de gösterildiği üzere, çap artışının sağladığı hidrolik kazanç sınırlı kalmaktadır. Bu durum, ana etki analizinde elde edilen sonuçların, test verileriyle birlikte değerlendirildiğinde fiziksel olarak tutarlı ve ölçek etkisiyle uyumlu olduğunu göstermektedir (Tablo5.16).

Tablo 5.16. Literatür grafiksel karşılaştırma.

Çalışma	Değişken (Küçük → Büyük Çap)	İyileşen Parametre	İyileşme Oranı
Bostancı (Bu Tez)	16 → 25 mm	Toplam Basınç Kaybı ΔP	~%4,0 Azalma
Khunphakdee ve ark.	30,9 → 85,8 mm	Duvar Kayma Gerilmesi τ_w	~%30,0 Azalma

5.9. Öneriler

Bu çalışma kapsamında gerçekleştirilen deneysel incelemeler ve ana etki analizi sonuçları, fan coil kolektörlerinde hidrolik performansın tekil geometrik parametrelerle açıklanamayacağını açık biçimde ortaya koymuştur. Elde edilen bulgular, literatürde sıklıkla vurgulanan “boru çapı büyüdükçe basınç kaybı azalır” yaklaşımının, fan coil gibi düşük debili ve kompakt sistemlerde genellenebilir olmadığını göstermektedir. Bu yönüyle çalışma, kolektör tasarımında ölçek etkisinin belirleyici rolünü deneysel olarak ortaya koyarak literatüre özgün bir katkı sağlamaktadır.

Deneysel sonuçlar, basınç kaybının esas olarak akışın kolektör içerisinde nasıl dağıldığı, devre sayısı (NC) ve devre-kolektör bağlantı geometrisi tarafından belirlendiğini göstermiştir. Taguchi tabanlı ana etki analizi, bu deneysel gözlemleri nicel olarak desteklemiş; çap ve boy gibi parametrelerin etkisinin, akış dengesizliğinin hâkim olduğu tasarımlarda büyük ölçüde bastırıldığını ortaya koymuştur. Bu bulgu, literatürde genellikle teorik yaklaşımlarla ele alınan kolektör tasarımının, deneysel doğrulama olmaksızın eksik kalabileceğini göstermesi açısından önemlidir.

Bu kapsamda, fan coil kolektörlerinin hidrolik olarak optimize edilmesi için aşağıdaki tasarım önerileri sunulmaktadır:

- Boru çapı artışı, birincil bir iyileştirme stratejisi olarak değerlendirilmemelidir. Çap büyütmenin sağladığı hidrolik kazanç, deneysel olarak sınırlı bulunmuş; buna karşın malzeme maliyetinin önemli ölçüde arttığı görülmüştür (Tablo 5.17).
- Akış dengesini artıran devre yapıları (özellikle 4NC ve üzeri) öncelikli olarak tercih edilmelidir. Devre sayısının artırılması, akışın kolektör içerisinde daha homojen dağılmasını sağlayarak basınç kaybını belirgin biçimde azaltmaktadır.
- Devre bağlantı noktalarının kolektör içerisindeki konumu kritik bir tasarım parametresi olarak ele alınmalıdır.
- Devre girişlerinin mümkün olduğunca kolektörün köşe ve uç bölgelerinde konumlandırılması veya ana türbülans bölgesinden yeterli mesafede bırakılması, yerel kayıpların azaltılmasına katkı sağlamaktadır.
- Yerel kayıpları azaltmaya yönelik geometrik düzenlemeler, çap ve boy değişiminden daha öncelikli değerlendirilmelidir. Akışın yön değiştirdiği, ayrıştığı

ve birleştiği bölgeler, toplam hidrolik direncin baskın bileşenlerini oluşturmaktadır.

Maliyet analizleriyle birlikte değerlendirildiğinde, fan coil kolektörlerinde hidrolik optimizasyonun; büyük çaplı borulara yönelmek yerine, akış dengesini iyileştiren tasarım stratejileriyle sağlanmasının daha etkin ve sürdürülebilir bir yaklaşım sunduğu görülmektedir. Bu çalışma, düşük maliyetli ve küçük çaplı borular kullanılarak, uygun devre yapısı ve geometrik yerleşim sayesinde, daha büyük çaplı ancak dengesiz tasarımlardan üstün hidrolik performans elde edilebileceğini deneysel olarak ortaya koymuştur.

Sonuç olarak, bu tez çalışması; fan coil kolektör tasarımında çap odaklı yaklaşımların sınırlarını net biçimde tanımlamış, akış dengesi ve devre geometrisinin baskın rolünü deneysel verilerle doğrulamış ve üretici ile tasarımcılar için maliyet–performans dengesi gözetilmiş uygulanabilir tasarım kriterleri sunmuştur. Bu yönüyle çalışma, literatürdeki büyük ölçekli sistem odaklı yaklaşımlara önemli bir tamamlayıcı katkı sağlamaktadır.

Tablo 5.17. Bakır boru maliyet tablosu

Bakır Boru Çapları(mm)	Birer metreden kesilmiş birim fiyat (USD / Adet)	180 mm için Birim Fiyat (USD / Adet)	240 mm için Birim Fiyat (USD / Adet)
Ø16 x 0,7S	\$4,34	\$1,56	\$2,08
Ø22 x 1S	\$8,28	\$2,98	\$3,97
Ø25 x 1,2S	\$11,48	\$4,13	\$5,51

Tablo 5.18. Maliyet düşümü etkisi

Bakır Boru Çapları(mm)	180 mm için Maliyet Düşümü (USD / Adet)	240 mm için Maliyet Düşümü (USD / Adet)
Ø16 x 0,7S	\$0,00	\$0,00
Ø22 x 1S	\$1,42	\$1,89
Ø25 x 1,2S	\$2,57	\$3,43

KAYNAKLAR

- Abrahart, R. J. ve See, L. (2000). Comparing neural network and autoregressive moving average techniques for the provision of continuous river flow forecasts in two contrasting catchments. *Hydrological Processes*, 14, 2157-2172.
- ASHRAE. (2013). Standard 41.1-2013: Standard Methods for Temperature Measurement. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- ASHRAE. (2017). ASHRAE Handbook - Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- ASHRAE. (2020). ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- ASHRAE. (2021). ASHRAE Handbook - Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- Bai, M., Wang, F., Liu, J. ve Wang, Z. (2021). Experimental and numerical studies of heat and mass transfer performance and design optimization of Fan-coil with high supply chilled water temperature in Air-Conditioning system. *International Journal of Refrigeration*.
- Barlay Ergü, O., Sara, O. N., Yapıcı, S. ve Arzutug, M. E. (2009). Pressure drop and point mass transfer in a rectangular microchannel. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36(7), 718-723.
- Bentley, J. P. (1998). Temperature Measurement. (2. Baskı). John Wiley & Sons.
- Bretado-de los Rios, M. S., Rivera-Solorio, C. I., Gijón-Rivera, M. A. ve Nigam, K. D. P. (2022). Experimental evaluation of the thermal and hydrodynamic performance of nanofluids in a coiled flow inverter. *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*.
- Chen, Y., Lin, G., Chen, Z., Wen, J. ve Granderson, J. (2022). A simulation-based evaluation of fan coil unit fault effects. *Energy and Buildings*, 263.
- CHINO Corporation. (2023). General Specification: Resistance Thermometers. [Teknik Doküman].
- CHINO Corporation. (2024). PT100 Resistance Thermometers. <https://www.chino.co.jp> adresinden alınmıştır.
- Crane Co. (2018). Flow of Fluids Through Valves, Fittings, and Pipe (Technical Paper No. 410). Crane Co.
- Çengel, Y. A. ve Boles, M. A. (2015). Thermodynamics: An Engineering Approach. (8. Baskı). McGraw-Hill Education.
- Çengel, Y. A. ve Cimbala, J. M. (2014). Akışkanlar Mekaniği: Temelleri ve Uygulamaları. (3. Baskı). Palme Yayıncılık.

- Çengel, Y. A. ve Ghajar, A. J. (2015). Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications. (5. Baskı). McGraw-Hill Education.
- Çengel, Y. A. ve Turner, R. H. (2014). Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences. McGraw-Hill.
- Daikin. (2020). Fan Coil Units Technical Data Manual. Daikin Europe N.V.
- Deltastark. (2024). Psychrometric Test Rooms. <https://www.deltastark.com> adresinden alınmıştır.
- Doebelin, E. O. (2017). Measurement Systems: Application and Design. (6. Baskı). McGraw-Hill.
- Edwards, K., De Rosa, M. ve Finn, D. P. (2021). Optimal control of fan coil battery air and water flow rates requiring minimal on-line measurements. Journal of Building Engineering, 41.
- EN 1397. (2015). Heat exchangers - Hydronic room fan coil units - Test procedures for establishing the performance. European Committee for Standardization.
- EN 14511. (2018). Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps for space heating and cooling and process chillers, with electrically driven compressors. European Committee for Standardization.
- Fernandez-Seara, J., Diz, R., Uña, F. J. ve Dopazo, J. A. (2010). Experimental analysis on pressure drop and heat transfer of a terminal fan-coil unit with ice slurry as cooling medium. Energy Conversion and Management, 51(9), 1872-1879.
- Fernández Hernández, F., Atienza-Márquez, A., Peña Suárez, J. M., Bandera Cantalejo, J. A. ve González Muriano, M. C. (2022). Analysis of a HVAC zoning control system with an air-to-water heat pump and a ducted fan coil unit in residential buildings. Energy and Buildings, 259.
- Fraden, J. (2016). Handbook of Modern Sensors: Physics, Designs, and Applications. (5. Baskı). Springer.
- Hata, K. ve Shibahara, M. (2023). Helically-coiled-wire-induced swirl flow heat transfer and pressure drop in a circular tube under velocities controlled. Nuclear Engineering and Design, 402.
- Holohan, D. (2011). Pumping Away: And Other Really Cool Piping Options for Hydronic Systems. HeatingHelp.com.
- Hwang, Y. W. ve Kim, M. S. (2006). The pressure drop in microtubes and the correlation development. International Journal of Heat and Mass Transfer, 49, 1804-1812.
- Idelchik, I. E. (2008). Handbook of Hydraulic Resistance. (4. Baskı). Begell House.
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L. ve Lavine, A. S. (2017). Fundamentals of Heat and Mass Transfer. (8. Baskı). Wiley.
- ISO 13253. (2017). Ducted air-conditioners and air-to-air heat pumps — Testing and rating for performance. International Organization for Standardization.
- ISO 5151. (2017). Non-ducted air conditioners and heat pumps — Testing and rating for performance. International Organization for Standardization.

- ISO 60751. (2008). Industrial platinum resistance thermometers and platinum temperature sensors. International Organization for Standardization.
- ISO GUM. (2008). Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement. JCGM 100:2008.
- Kays, W. M. ve London, A. L. (1998). Compact Heat Exchangers. (3. Baskı). Krieger Publishing Company.
- Khunphakdee, P., Phuakpunk, K., Piemjaiswang, R. ve Chalermssinsuwan, B. (2025). Design optimization of a high-pressure economizer header in heat recovery steam generators to mitigate flow-accelerated corrosion. Results in Engineering, 26, 105321.
- Lauro, F., Moretti, F., Capozzoli, A., Khan, I., Pizzuti, S., Macas, M. ve Panzieri, S. (2014). Building Fan Coil Electric Consumption Analysis with Fuzzy Approaches for Fault Detection and Diagnosis. Energy Procedia, 62, 411-420.
- Lecardonnell, A., Falsetti, C., Tempesti, C. ve Laboureur, D. (2025). About two-phase flow distribution improvement in the header of a simplified evaporator: A multi-factorial study with the help of a Design of Experiment technique. *Applied Thermal Engineering*, 279, 128034.
- Lin, T., Hu, S.-C. ve Xu, T. (2014). Developing an innovative fan dry coil unit (FDCU) return system to improve energy efficiency of environmental control for mission critical cleanrooms. Energy and Buildings, 84, 498-507.
- Maddah, H. ve Ghasemi, N. (2017). Experimental evaluation of heat transfer efficiency of nanofluid in a double pipe heat exchanger and prediction of experimental. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry.
- Men, Z., Chen, W., Hu, Q. ve Liu, S. (2024). Numerical and experimental investigation of a multi-channel heat sink distribution header designed by topology optimization. *Applied Thermal Engineering*, 238, 122008.
- Martinčević, A., Vašak, M. ve Lešić, V. (2019). Identification of a control-oriented energy model for a system of fan coil units. Applied Energy, 254.
- Miller, D. S. (1990). Internal Flow Systems. (2. Baskı). BHRA (Information Services).
- Peng, X. F. ve Peterson, G. P. (1996). Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures. International Journal of Heat and Mass Transfer, 39(12), 2599-2608.
- Pourarian, S., Wen, J., Veronica, D., Pertzborn, A., Zhou, X. ve Liu, R. (2016). A tool for evaluating fault detection and diagnostic methods for fan coil units. Energy and Buildings, 136, 151-160.
- Shah, R. K. ve Sekulic, D. P. (2003). Fundamentals of Heat Exchanger Design. John Wiley & Sons.
- Song, I.-H., Lhee, J.-H. ve Jeong, J.-W. (2021). Energy efficiency and economic analysis of variable frequency drive and variable pitch system: A case study of axial fan in hospital. Energy and Buildings, 252.
- Swamee, P. K. ve Jain, A. K. (1976). Explicit equations for pipe-flow problems. Journal of the Hydraulics Division, 102(5), 657-664.
- Taguchi, G. (1993). Taguchi Methods: Design of Experiments. Prentice Hall.

- Versteeg, H. K. ve Malalasekera, W. (2007). An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method. (2. Baskı). Pearson Education.
- Webb, R. L. ve Kim, N.-H. (2005). Principles of Enhanced Heat Transfer. (2. Baskı). Taylor & Francis.
- White, F. M. (2011). Fluid Mechanics. (7. Baskı). McGraw-Hill.
- Ye, J., Liu, X., Xu, L. ve Ni, L. (2022). Experimental study on the heating and humidifying performance of fan coil units with humidification modules in severe cold regions. Energy and Buildings, 273.
- Yokogawa. (2020). ADMAG TI Series AXG Magnetic Flowmeter General Specifications. Yokogawa Electric Corporation.
- Yokogawa. (2021). EJA110E Differential Pressure Transmitter General Specifications. Yokogawa Electric Corporation.
- Yu, X.-F., Zhang, C.-P., Teng, J.-T., Huang, S.-Y., Jin, S.-P., Lian, Y.-F., Cheng, C.-H., Xu, T.-T., Chu, J.-C., Chang, Y.-J., Dang, T. ve Greif, R. (2012). A study on the hydraulic and thermal characteristics in fractal tree-like microchannels by numerical and experimental methods. International Journal of Heat and Mass Transfer, 55, 7499-7507.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Çiler Gizem BOSTANCI

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2013, Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2013 yılından itibaren Daikin Isıtma ve Soğutma Sistemleri San. Tic. A.Ş. bünyesinde Ar-Ge Soğutma Güvenilirlik Kıdemli Şefi olarak çalışmaktayım.

TEZDEN TÜRETİLEN ESERLER:

- Bostancı, Ç. G. ve Pehlivan, H. 2025. Effect of Different Collector Designs on Water Pressure Loss and Experimental Investigation of The Fan Coil Heat Exchanger, Düzce University Journal of Technical Sciences, (İnceleme Aşamasında).