

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ



**OTOBÜSLERDE İÇ HAVA KALİTESİ VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ İÇİN ISI
GERİ KAZANIM EŞANJÖRÜ TASARIMI**

Aykut DEMİREZEN

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
YÜKSEK LİSANS TEZİ

ŞUBAT 2018

ANTALYA

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ



**OTOBÜSLERDE İÇ HAVA KALİTESİ VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ İÇİN ISI
GERİ KAZANIM EŞANJÖRÜ TASARIMI**

Aykut DEMİREZEN

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
YÜKSEK LİSANS TEZİ

ŞUBAT 2018

ANTALYA

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOBÜSLERDE İÇ HAVA KALİTESİ VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ İÇİN ISI
GERİ KAZANIM EŞANJÖRÜ TASARIMI

Aykut DEMİREZEN

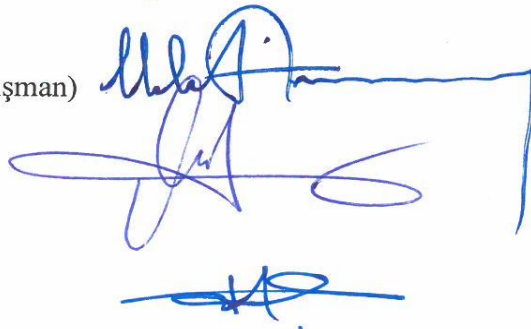
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bu tez 08/02/2018 tarihinde jüri tarafından Oybirliği / Oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Doç. Dr. İbrahim ATMACA (Danışman)

Doç. Dr. Ayla DOĞAN

Doç. Dr. Ahmet COŞKUN



ÖZET

OTOBÜSLERDE İÇ HAVA KALİTESİ VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ İÇİN ISI GERİ KAZANIM EŞANJÖRÜ TASARIMI

Aykut DEMİREZEN

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. İbrahim ATMACA

Şubat 2018, 102 sayfa

Günümüzde, birçok insan orta veya uzak mesafedeki yerlere seyahat etmek için otobüsleri kullanmaktadır. Seyahat esnasında otobüs kapıları uzun süre kapalı kalmaktadır ve otobüs klima sistemi, yolcuların konforlu seyahat edebilmeleri için ideal konfor şartlarını sağlamaya çalışmaktadır. Isıl konfor sağlamasına rağmen, bu durum iç hava kalitesinin bozulmasına neden olmaktadır. Bu yüzden şehirlerarası otobüslerde iç hava kalitesi ön plana çıkmaktadır.

Bu çalışmada, şehirlerarası otobüslerde iç hava kalitesini ve enerji verimliliğini sağlamak için ısı geri kazanım cihazı tasarlanmıştır. Otobüs kabinine alınacak taze hava ile temiz bir iç ortam oluşturulurken enerji verimliliği sağlayan ısı geri kazanım cihazı tasarlamak amaçlanmıştır. Gerekli taze hava miktarının tespiti ve şehirlerarası otobüsler için en uygun ısı geri kazanım cihazının belirlenmesi için üç farklı simülasyon çalışması yapılmıştır. İlk çalışmada, kabindeki CO₂ seviyesi dikkate alınarak taze hava miktarı tespit edilmiştir. İkinci ve üçüncü simülasyon çalışmasında düz plakalı ve dalgalı çubuk kanatçıklı olmak üzere iki farklı ısı geri kazanım cihazı incelenmiştir. Çok sayıda değişkenin her iki ısı geri kazanım cihazının etkenliği ve boyutları üzerine etkisi teorik olarak incelenmiş ve bu cihazlar karşılaştırılmıştır. Bu simülasyon çalışmaları, MATLAB programı kullanılarak yapılmıştır. Sonuç olarak, belli bir taze hava debisi için cihazların boyutları ve etkenlikleri bulunmuş ve şehirlerarası otobüsler için ideal bir ısı geri kazanım cihazı ortaya çıkarılmıştır.

ANAHTAR KELİMELE: Enerji verimliliği, Eşanjör, Isıl konfor, Isı geri kazanımı, İç hava kalitesi, Simülasyon.

JÜRİ: Doç. Dr. İbrahim ATMACA

Doç. Dr. Ayla DOĞAN

Doç. Dr. Ahmet COŞKUN

ABSTRACT

DESIGN OF HEAT RECOVERY EXCHANGER FOR INDOOR AIR QUALITY AND ENERGY EFFICIENCY ON BUSES

Aykut DEMİREZEN

MSc Thesis in Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. İbrahim ATMACA

February 2018, 102 pages

In nowadays, many people use the buses, to travel to the places in medium or long distance. During the travel time of the bus, the doors are kept close for a long time, thus air-conditioning system tries to maintain optimum condition comfort conditions for the passengers. Even though this system provides thermal comfort, it also disrupts indoor air quality. Hence, indoor air quality become important for intercity buses

In this study, a heat recovery device is designed to provide indoor air quality and energy efficiency for intercity buses. The aim of this study is to design the heat recovery device which supplies fresh air to bus cabin for clean indoor environment while maintaining energy efficiency. For intercity buses, three different simulations are carried out to determine the amount of required fresh air and optimum heat recovery device. In the first study, fresh air flow rate is identified considering the carbon dioxide concentration on bus. In the second and third studies, two different heat recovery devices (i.e. flat plate and offset strip fin heat exchanger) are investigated. The effect of various parameters on the effectiveness and sizes of both devices are investigated and compared. These simulations are done with MATLAB software. In conclusion, dimensions and effectiveness of devices are calculated and an optimum heat recovery device is designed.

KEYWORDS: Energy efficiency, Heat exchanger, Thermal comfort, Heat recovery, Indoor air quality, Simulation

COMMITTEE: Assoc. Prof. Dr. İbrahim ATMACA

Assoc. Prof. Dr. Ayla DOĞAN

Assoc. Prof. Dr. Ahmet COŞKUN

ÖNSÖZ

Günümüzde artan insan nüfusu ve enerji tüketimi ile beraber, konfor için şartlandırılan kapalı mekanlarda iç hava kalitesi ve enerji verimliliği kavramları büyük önem kazanmıştır. Yaşamımızın büyük çoğunluğunu geçirdiğimiz kapalı mekanlara; ev, büro, okul, iş yeri, otobüs, araba v.b. birçok örnek verilebilir. Bu tez çalışmasında ulaşımda sıklıkla kullanılan şehirlerarası otobüslerdeki iç hava kalitesinin durumu ve insan sağlığı üzerindeki etkileri değerlendirilerek, iç hava kalitesinin ısı konforu bozmayacak şekilde nasıl iyileştirilebileceği incelenmiş ve bu doğrultuda çeşitli simülasyon çalışmaları yapılmıştır. Bunlar; ortamdaki CO₂ seviyesinin zamana bağlı değişimini gösteren simülasyon çalışması ve ısı konforu bozmadan iç hava kalitesini sağlayacak uygun ısı geri kazanım cihazlarının tasarlanmasına yardımcı olan simülasyon çalışmalarıdır.

Öncelikle tez çalışmamın planlanmasında, yürütülmesinde ve oluşturulmasında ilgi ve desteğini esirgemeyen, bana her konuda yardımcı olan, engin bilgi ve tecrübelerinden yaralandığım tez danışmanım sayın Doç. Dr. İbrahim ATMACA hocama teşekkürlerimi sunarım. Kaynak taraması ve tez oluşumu sürecinde yardım talep ettiğim Akdeniz Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü araştırma görevlilerine ve tüm eğitim hayatım boyunca benden maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen sevgili aileme teşekkürlerimi bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ	iii
AKADEMİK BEYAN	vi
SİMGELER ve KISALTMALAR	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK TARAMASI	6
2.1. Literatürdeki Benzer Çalışmalar	6
2.2. Kurumsal Bilgiler	8
2.2.1. Otobüs klima sistemleri	8
3. MATERYAL VE METOT	12
3.1. Giriş	12
3.2. İç Hava Kalitesi Tarihçesi	13
3.3. İç Hava Kalitesi ve Karbondioksit Arasındaki İlişki	15
3.4. Taze Havanın CO ₂ Seviyesine Göre Modellenmesi	19
3.5. Isı Değiştiricisinin Transfer Şekline Göre Sınıflandırılması	20
3.5.1. Doğrudan temaslı olmayan ısı değiştiricileri	21
3.5.2. Doğrudan temaslı ısı değiştiricileri	22
3.6. Isı Değiştiricilerinin Akış Düzenine Göre Sınıflandırılması.....	23
3.7. Tek Geçişli Isı Değiştiricileri	24
3.7.1. Ters akışlı ısı değiştiricisi.....	24
3.7.2. Paralel akışlı ısı değiştiricisi	25
3.7.3. Çapraz akışlı ısı değiştiricisi	26
3.7.4. Bölünmüş akışlı ısı değiştiricisi	28
3.7.5. Ayrı akışlı ısı değiştiricisi	29
3.8. Çok Geçişli Isı Değiştiricisi	29
3.9. ϵ -NTU Metodu	30
3.10. Reküperatörlerin Modellenmesi.....	32
3.10.1. Genel denklemler	33

3.10.2. Akışkan özelliklerinin tanımlanması.....	37
3.10.3. Plakalar arası mesafenin tanımlanması	39
3.10.4. Düz plakalı reküperatörün modellenmesi	39
3.10.5. Dalgalı çubuk kanatçıklı reküperatörün modellenmesi.....	42
3.11. Yöntem.....	48
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	52
4.1. Optimum Taze Hava Miktarının Belirlenmesi.....	52
4.2. Düz Plakalı Isı Değiştiricileri için Elde Edilen Bulgular	54
4.2.1. Reküperatör tasarımını etkileyen parametrelerin incelenmesi.....	54
4.3. Dalgalı Çubuk Kanatçıklı Isı Değiştiricisi için Elde Edilen Bulgular	63
4.3.1. Reküperatör tasarımını etkileyen parametrelerin incelenmesi.....	63
4.4. Düz Plakalı ve Dalgalı Çubuk Kanatçıklı Isı Değiştiricisinin Karşılaştırılması	71
5. SONUÇ	76
6. KAYNAKLAR	79
7. EKLER	82
ÖZGEÇMİŞ	

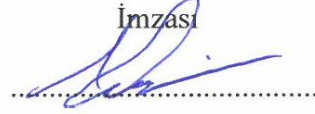
AKADEMİK BEYAN

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Otobüslerde İç Hava Kalitesi ve Enerji Verimliliği için Isı Geri Kazanım Eşanjörü Tasarımı” adlı bu çalışmanın, akademik kurallar ve etik değerlere uygun olarak yazıldığını belirtir, bu tez çalışmasında bana ait olmayan tüm bilgilerin kaynağını gösterdiğimi beyan ederim.

Tarih 08/02/2018

Aykut Demirezen

İmzası



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A	: Toplam yüzey alanı (m^2)
A_b	: Yolcu vücut yüzey alanı (m^2)
A_c	: Kanatçık ucu kesit alanı (m^2)
A_f	: Kanatçık yüzey alanı (m^2)
A_k	: Kesit alanı (m^2)
A_p	: Kanatçiksız plaka yüzey alanı (m^2)
A_w	: Plaka yüzey alanı (m^2)
b	: Plaka aralığı (mm)
C	: Akışkan ısıl kapasitesi (W/K)
C_d	: Dış ortam karbondioksit miktarı (ppm)
C_{min}	: Minimum ısıl kapasitesi (W/K)
c_p	: Özgül ısı (kJ/kg.K)
C_r	: Isıl kapasite oranı
C_s	: Sınır karbondioksit miktarı (ppm)
$C(0)$	: İç ortam CO ₂ miktarı (ppm)
$\mathcal{C}$	: Kanal çevresi (m)
D_h	: Hidrolik çap (mm)
ε	: Etkenlik
ε_t	: Tahmini etkenlik
H_b	: Yolcu boyu, (m)
h	: Isı taşınım katsayısı (W/m ² K), entalpi (kJ/kg)
i	: İnsan (yolcu) sayısı

j	: Colburn faktörü
k_f	: Kanatçık ısı iletim katsayısı (W/m.K)
k_w	: Isı iletim katsayısı (W/m.K)
l	: Kanat genişliği (mm)
l_s	: Kanatçık uzunluğu (mm)
L_1	: Reküperatör uzunluğu, (mm)
L_2	: Reküperatör genişliği (mm)
L_3	: Reküperatör boyu (mm)
$\dot{m}$	: Kütleli debi, (kg/s)
M	: Metabolizma hızı veya hareketlilik düzeyi (met)
N	: Plaka sayısı
NTU	: Transfer birim sayısı
N_f	: L_1 yönündeki toplam kanatçık sayısı
n_f	: L_1 yönündeki birim kanaldaki kanatçık sayısı
n_{off}	: L_2 yönündeki birim kanaldaki kanatçık sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
N_p	: Geçiş sayısı
ρ	: Akışkan yoğunluğu, (kg/m ³)
P	: Kanatçık ucu çevresi (m)
p_f	: İki kanatçık arası mesafe (mm)
ppm	: Milyonda bir birim
Pr	: Prandtl sayısı
R	: Solunum katsayısı
R_w	: Plakanın ısı direnci (K/W)

Re	: Reynolds sayısı
St	: Stanton sayısı
T_b	: Kanat dibi sıcaklığı (°C)
$T_{c,i}$	: Soğuk akışkan giriş sıcaklığı (°C)
$T_{c,o}$	: Soğuk akışkan çıkış sıcaklığı (°C)
$T_{h,i}$	: Sıcak akışkan giriş sıcaklığı (°C)
$T_{h,o}$	: Sıcak akışkan çıkış sıcaklığı (°C)
T_m	: Ortalama sıcaklık (°C)
T_{∞}	: Akışkan sıcaklığı (°C)
ΔT_{ln}	: Logaritmik sıcaklık farkı (°C)
U	: Toplam ısı transfer katsayısı (W/m ² .K)
$\dot{V}$	: Havalandırma hızı (L/s), taze hava debisi (L/s)
$\dot{V}_{CO_2}$	: Kişi başı üretilen karbondioksit miktarı (L/s)
$\dot{v}$	: Hacimsel debi (m ³ /s)
ν	: Kinematik viskozite (m ² /s)
V_k	: Otobüs kabininin hacmi (m ³)
$\dot{V}_{T,CO_2}$	: Toplam karbondioksit üretim miktarı (lt/s)
w	: Akış hızı (m/s)
W_b	: Yolcu kütlesi (kg)
q_f	: Kanatçıktan gerçekleşen ısı transferi (W)
q_{max}	: Kanatçıktan gerçekleşebilecek maksimum ısı transferi (W)
$\dot{Q}$	: Isı transfer miktarı (W)
$\dot{Q}_{max}$	: Maksimum ısı transfer miktarı (W)
θ	: Kanatçık sıcaklık farkı

δ_w : Plaka kalınlığı (mm)
 δ : Kanatçık kalınlığı (mm)
 μ : Dinamik viskozite (kg/m.s)
 α : Isıl yayılım, (m²/s)
 η_f : Kanatçık verimi

Kısaltmalar

ASHRAE : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CO : Karbonmonoksit
CO₂ : Karbondioksit
ETKB : Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı
MHTL : Mikro Elektronik Isı Transfer Laboratuvar
M.Ö : Milattan Önce
MTA : Maden Tetkik Arama
PM : Partikül Madde
TÜİK : Türkiye İstatistik Kurumu
TMMOB : Türk Mühendis ve Mimar Odaları Birliği

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Türkiye nihai enerji tüketiminin sektörlere göre payları	1
Şekil 2.1. Konvansiyonel otobüs klima sistemi şematik diyagramı	9
Şekil 2.2. Yıl boyunca otobüs kabinindeki saatlik soğutma yükü dağılımı.....	10
Şekil 3.1. İç çevre kalitesinin bileşenleri	14
Şekil 3.2. İnsanların hareketlilik düzeyi ve CO ₂ üretimi arasındaki ilişki.....	16
Şekil 3.3. CO ₂ kontrollü havalandırma sistemi.....	17
Şekil 3.4. Karbondioksit ile iç hava kalitesi arasındaki ilişkinin şematik gösterimi.....	18
Şekil 3.5. Isı değiştiricilerinin ısı transfer şekline göre sınıflandırılması	20
Şekil 3.6. Akışkan yataklı ısı değiştiricisi şematik görünümü.....	22
Şekil 3.7. Isı değiştiricisi akış düzenleri: a) tek geçişli, b) iki geçişli, c) üç geçişli, d) çok geçişli.....	23
Şekil 3.8. Isı değiştiricisinin, akış düzenine göre sınıflandırılması	23
Şekil 3.9. Ters akış düzeni: a) çift borulu ısı değiştiricisi b-f) farklı boyutlu plakalı ısı değiştiricileri.....	24
Şekil 3.10. Tek fazlı akış için ters akışlı ısı değiştiricisi sıcaklık dağılımı.....	25
Şekil 3.11. Tek fazlı akış için paralel akışlı ısı değiştiricisi sıcaklık dağılımı.....	26
Şekil 3.12. Çapraz akış düzeni: a) Kanatçık plakalı unmixed-unmixed ısı değiştiricisi, b) Serpantin (tek boru sıralı) kanatçık borulu unmixed-mixed ısı değiştiricisi	27
Şekil 3.13. Çapraz akışlı ısı değiştiricisinin giriş ve çıkışlarındaki sıcaklık dağılımları	27
Şekil 3.14. Tek geçişli çapraz akış ısı değiştiricisi için akış düzenleri	28
Şekil 3.15. Tek geçişli bölünmüş akışlı gövde borulu ısı değiştiricisi	28
Şekil 3.16. Tek geçişli ayrı akışlı gövde borulu ısı değiştiricisi	29
Şekil 3.17. Çok geçişli ısı değiştiricileri: a) Genişletilmiş yüzeyli (kanatçıklı), b) Gövde borulu	30

Şekil 3.18. NTU ve C_r bağlı etkenlik (ϵ) grafikleri; a) Paralel akış, b) Ters akış, c) Her iki akışkanın karışmadığı çapraz akış, d) Akışkanlardan birinin karıştığı diğerinin karışmadığı çapraz akış.....	32
Şekil 3.19. Reküperatör boyunca sıcaklık farkının değişimi	33
Şekil 3.20. Isıl dirençlerin şematik gösterimi	36
Şekil 3.21. Düz plakalı reküperatör şematik görünümü	39
Şekil 3.22. Dalgalı çubuk reküperatör blok diyagramı, a) akış şeması, b) kanatçık geometrisi	43
Şekil 3.23. Analiz için gerekli indislerin dalgalı çubuk kanatçıklı reküperatör akış diyagramında gösterimi	45
Şekil 4.1. Otobüslerde insan kaynaklı CO ₂ miktarının zamanla değişimi.....	53
Şekil 4.2. Etkenliğin plaka sayısına bağlı değişimi (plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm).....	56
Şekil 4.3. Akış hızının plaka sayısına bağlı değişimi (plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm).....	56
Şekil 4.4. Isı taşınım katsayısının plaka sayısına bağlı değişimi (plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm).....	58
Şekil 4.5. Nusselt sayısının plaka sayısına bağlı değişimi (plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm).....	59
Şekil 4.6. Etkenlik katsayısının kanal aralığına bağlı değişimi (plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka sayısı 200 adet, plaka kalınlığı 0.5 mm)	59
Şekil 4.7. Etkenlik katsayısının plaka boyutlarına bağlı değişimi (plaka sayısı 300 adet, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)	61
Şekil 4.8. Etkenliğin plaka sayısına bağlı değişimi (plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm, kanatçık sayısı 100 adet, kanatçıklar arası mesafe 3.9 mm, kanatçık uzunluğu 10mm)	63
Şekil 4.9. Akış hızının plaka sayısına bağlı değişimi (plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm, kanatçık sayısı 100 adet, kanatçıklar arası mesafe 3.9 mm, kanatçık uzunluğu 10 mm)	64
Şekil 4.10. Isı taşınım katsayısının plaka sayısına bağlı değişimi (plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm, kanatçık sayısı 100 adet, kanatçıklar arası mesafe 3.9 mm, kanatçık uzunluğu 10 mm)	65

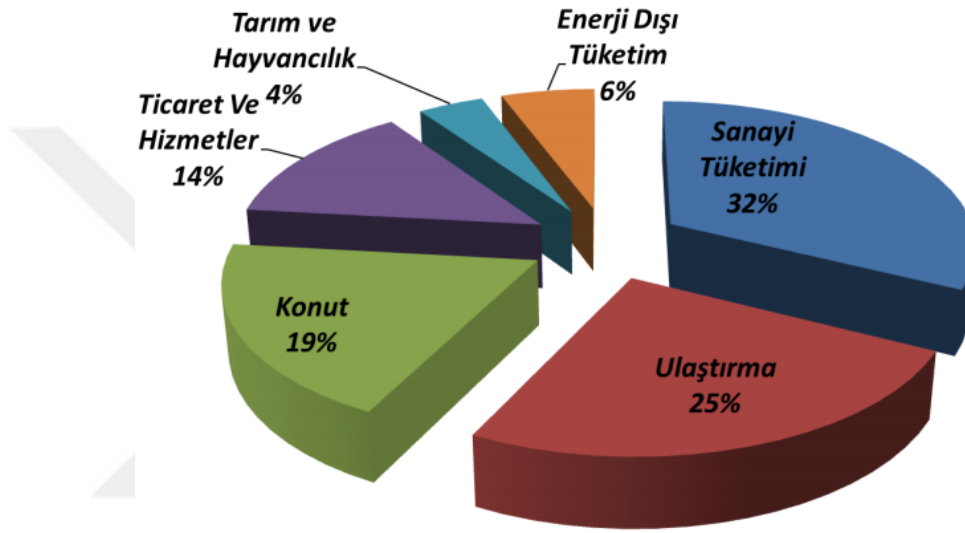
Şekil 4.11. Etkenlik katsayısının plaka boyutlarına bağlı değişimi (plaka sayısı 300 adet, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm, kanatçık sayısı 100 adet, kanatçıklar arası mesafe 3.9 mm, kanatçık uzunluğu 10 mm)	66
Şekil 4.12. Etkenliğin kanatçık sayısına bağlı değişimi (plaka sayısı 300 adet, hava debisi 1750 m ³ /h, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm kanatçık uzunluğu 10 mm)	67
Şekil 4.13. Kanal içi akış hızının kanatçık sayısına bağlı değişimi (plaka sayısı 300 adet, plaka boyutu 600 mm x 600 mm, hava debisi 1750 m ³ /h, kanatçık uzunluğu 10 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm).....	69
Şekil 4.14. Etkenlik katsayısının kanatçık uzunluğuna bağlı değişimi (plaka sayısı 300 adet, birim kanalda akış yönüne dik yöndeki kanatçık sayısı 150 adet, hava debisi 1750 m ³ /h, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm).....	70
Şekil 4.15. Kanal içi akış hızının kanatçık uzunluğuna bağlı değişimi (plaka sayısı 300 adet, birim kanalda akış yönüne dik yöndeki kanatçık sayısı 150 adet, hava debisi 1750 m ³ /h, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)	70
Şekil 4.16. Farklı reküperatör tasarımlarında, etkenliğin plaka sayısına bağlı değişimi (plaka boyutu 600 mm x 600 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)	72
Şekil 4.17. Farklı reküperatör tasarımlarında, akış hızının plaka sayısına bağlı Değişimi (plaka boyutu 600 mm x 600 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)	73
Şekil 4.18. Farklı reküperatör tasarımlarında, ısı taşınım katsayısının plaka sayısına bağlı değişimi (plaka boyutu 600 mm x 600 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)	74
Şekil 4.19. Farklı reküperatör tasarımlarında, etkenliğin plaka boyutuna bağlı değişimi (plaka sayısı 300 adet, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)	75

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1. Türkiye motorlu kara taşıtları istatistikleri	4
Çizelge 3.1. İnsanların meşguliyet durumlarına göre havaya verdikleri CO ₂ miktarı....	16
Çizelge 3.2. CO ₂ konsantrasyonu hesabında kullanılan veriler	20
Çizelge 3.3. ε-NTU yöntemi etkenlik bağıntıları.....	31
Çizelge 4.1. Birinci simülasyonda kullanılan parametreler	52
Çizelge 4.2. Giriş hava sıcaklıklarına göre etkenlik katsayısının değişimi (plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka sayısı 200 adet)	54
Çizelge 4.3. Plaka sayısına göre sistem boyutları ve ısı taşınım katsayıları (plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm).....	57
Çizelge 4.4. Kanal aralığına göre sistem boyutları ve ısı taşınım katsayıları (plaka kalınlığı 0.5 mm).....	60
Çizelge 4.5. Plaka boyutlarına göre etkenlik ve kanal içi akış hızı değişimi (plaka sayısı 300 adet, plaka kalınlığı 0.5 mm)	62
Çizelge 4.6. Kanatçık sayısına göre etkenlik ve hidrolik çap değişimi (plaka boyutu 600 mm x 600 mm, plaka sayısı 300 adet, kanatçık uzunluğu 10 mm, hava debisi 1750 m ³ /h, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm).....	68
Çizelge 4.7. Kanatçık uzunluğuna göre ısı taşınım katsayısı değişimi (plaka boyutu 600 mm x 600 mm, plaka sayısı 300 adet, birim kanalda akış yönüne dik yöndeki kanatçık sayısı 150 adet, hava debisi 1750 m ³ /h, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm).....	71
Çizelge 4.8. Düz plakalı ve dalgalı çubuk kanatçıklı reküperatörün performans ve boyutlarını karşılaştırma tablosu	75

1.GİRİŞ

Dünyadaki hızlı nüfus artışı sanayileşme, ulaşım, konut v.b sektörlerde enerjiye olan talebin hızla artmasına sebep olmaktadır. Dünyada enerji üretiminde birinci sırada gelen fosil yakıt kaynaklarının tükenmekte olduğu gerçeği de herkes tarafından kabul edilmektedir. Bu durumda enerji tüketiminin olduğu her sektörde enerji verimliliği kavramı ön plana çıkmaktadır. Türkiye’de enerji tüketiminin sektörel bazda değişimi Şekil 1.1’de sunulmuştur. Bu şekilden de görüleceği gibi ulaşım sektörünün enerji tüketimindeki payı küçümsenmeyecek düzeydedir. Ulaşım sektörünün büyük çoğunluğunda, fosil yakıtlar enerji kaynağı olarak kullanılmaktadır. Bu durumda enerji tüketimini azaltmak için fosil yakıtların daha verimli kullanımı kaçınılmazdır.



Şekil 1.1. Türkiye nihai enerji tüketiminin sektörlere göre dağılımı (TTMOB 2017)

Ulaştırma sektöründeki araçlarda, en büyük yakıt tüketimine sahip eleman aracın motorudur. Klima sistemi ise araçlardaki en büyük ikinci enerji tüketimine sahip elemandır. Araç motorlarında, her geçen gün enerji tüketimini azalmaya yönelik yeni uygulamalar ortaya çıkmaktadır. Klima sistemleri ise farklı akışkan kullanımı, yeni kavrama yöntemleri, yardımcı motor tahrikli sistemler kullanılarak geliştirilmeye çalışılmaktadır. Yapılan bu çalışmalar, enerjinin verimli kullanımına yöneliktir. Fakat insanların ulaşım, taşıma, seyahat amacıyla sıklıkla kullandığı bu araçlarda enerji verimliliği kavramının yanı sıra insan faktöründen dolayı iç hava kalitesi kavramı da ön plana çıkmaktadır. Nüfus artışıdaki hızlı yükseliş ulaşım sektörüne olan ihtiyacı arttırmaktadır. Özellikle insanların günlük yaşantılarında, seyahat etmek amacıyla sıklıkla kullandıkları toplu taşıma araçlarında iç hava kalitesi kabul edilebilir seviyelerde olmalıdır.

İnsanlara kabul edilebilir derecede konforlu ve temiz iç ortam havası sağlamak amacıyla gerçekleştirilen tüm işlemler ‘iklimlendirme’ başlığı altında toplanmaktadır. İklimlendirme kapalı bir ortamın sıcaklık, nem, temizlik ve hava hareketini insan sağlığına, konforuna, ihtiyaçlarına veya yapılan endüstriyel işleme en uygun seviyelerde tutmak üzere bu kapalı ortamdaki havanın şartlandırılması olarak tanımlanmaktadır. Isıl

konfor ve iç hava kalitesi iklimlendirme için en önemli iki unsurdur. Ayrıca iklimlendirme işlemi gerçekleştirilirken enerji verimliliği kavramına da dikkat edilmelidir. İklimlendirilme sistemlerinde tüketilen enerjinin toplam enerji tüketimindeki payı, yaklaşık olarak %20'yi bulmaktadır (Çakır vd. 2009). Bu bakımdan enerjinin etkin ve verimli kullanımı, büyük önem taşımaktadır.

Dünyada, kabul edilmiş araştırmalara göre, insanlar belli bir sıcaklık, nem aralığında ve temiz havalı ortamlarda rahat etmektedir. Bu aralık ısı konfor bölgesi olarak tanımlanmaktadır. Isıl konfor için kabul edilebilir aralıklar ASHRAE Standart 55 (2013) gibi uluslararası standartlarda verilmektedir. Isıl konfora etki eden en temel faktörler kişisel ve çevresel parametreler olarak iki grup altında toplanabilir (Yiğit ve Atmaca 2009). Kişisel parametreler;

- Kişinin giyinme durumu,
- Kişinin aktivite düzeyi.

Çevresel parametreler ise;

- Ortam sıcaklığı,
- Ortam bağıl nemi,
- Ortamdaki hava hızı,
- Ortalama ışıınım sıcaklığı,

olarak sıralanabilir.

İklimlendirme işleminin diğer önemli amacı ise bahsedildiği üzere kabul edilebilir kalitede temiz iç ortam havası hazırlamaktır. İç hava kalitesi, iç ortam havasının temizliği ile ilgilidir. İnsanların içinde bulunduğu havadan farklı beklentileri olduğundan dolayı, iç hava kalitesi için kesin sınırlar çizmek zordur. Bundan dolayı, "kabul edilebilir iç hava kalitesi" terimi ortaya çıkmıştır. ASHRAE Standart 62.1'de (2007) kabul edilebilir iç hava kalitesi şöyle tanımlanmıştır. "İçinde, bilinen kirleticilerin, yetkili kuruluşlar tarafından belirlenmiş zararlı konsantrasyonlar seviyelerinde bulunmadığı ve bu hava içinde bulunan insanların önemli çoğunluğunun (%80 veya daha fazla) havanın kalitesiyle ilgili herhangi bir memnuniyetsizlik hissetmediği havadır".

Kapalı bir ortamda iç hava kalitesini bozan çok sayıda kirletici bulunmaktadır. Bu kirleticilerin başında insan kaynaklı kirleticiler gelmektedir. İç hava kalitesini bozan ve kirlilik oluşturan zararlı maddeler ve bunların kaynakları şu şekilde gruplandırılabilir (Atmaca 2015);

- Canlıların (özellikle insanların) solunumları ve ayrıca yanma kaynaklı karbondioksit miktarı,
- İnsan kaynaklı koku,
- Çevre ve insan kaynaklı mikroorganizmalar,
- Çevre ve pişirme gibi insan faaliyetleri kaynaklı nem (bu faktör ısı konfor için de önemlidir),

- Toprak kaynaklı radon gazı,
- Eşya veya bina elemanları kaynaklı organik buharlar,
- Çevre ve eşya kaynaklı toz,
- Çevre kaynaklı alerjen maddeler ve canlılar,
- İnsan kaynaklı sigara dumanı,
- Yukarıda sayılanlar dışında hava kalitesine etken diğer faktörler (elektronik kirlenme, radyasyon gibi).

İç hava kalitesi, sadece konfor için değil, sağlık ve verimlilik için de gereklidir. İç hava kalitesini bozan kirleticiler iç ortam ve dış ortam kaynaklıdır. Toplu taşıma araçlarını göz önüne alırsak iç ortam kirliliğinin başında insan kaynaklı CO₂ üretimi gelmektedir. Bunun yanında iç ortamda bulunan koltuklar, kullanılan yapıştırıcılar, kaplama ve döşemeler, temizlik için kullanılan maddeler, bu maddelerden yayılan formaldehit de içeren uçucu organik bileşikler iç kirleticilerdir. Dış ortam kirleticileri ise atmosfer havasındaki tozlar, polenler, araba egzozları ve endüstriyel kaynaklı havaya atılan kirleticiler olabilir. Gerek iç gerekse dış kirleticiler açısından, iç hava kalitesini iyileştirmek için gerekli çalışmalar yapılmalıdır. İç hava kalitesinin iyileştirilmesinde kullanılabilecek metotlar ise şu şekilde sıralanabilir;

- Havanın filtre edilmesi ve filtrelerin sürekli kontrolü
- Kirleticilerin kaynağında tespiti ve engellenmesi
- Taze havanın iklimlendirilen hacme aktarılması, yani havalandırma.

Bu metotlardan ilki, günümüzde aktif olarak kullanımı gerçekleştirilen ve gün geçtikçe gelişen bir uygulamadır. İklimlendirme sistemlerinde kullanımı neredeyse zorunlu hale gelmiştir. Fakat çok sayıda ve farklı türde kirleticinin olduğu durumlarda filtrasyon işleminin etkinliği de sınırlanır. Kirleticili kaynağının tespiti ve yok edilmesi yöntemi, ideal gibi görünse de uygulaması oldukça zordur. Günümüzde kullanılan en etkin yöntem ise havalandırma. İklimlendirilen ortamdaki kirleticileri azaltarak kabul edilebilir kalitede temiz iç ortam havası elde edebilmek için ideal bir yöntemdir. Havalandırma yöntemi uygulanırken ısı konfor ve özellikle enerji verimliliği kavramları unutulmamalıdır. İç ortam hava kalitesini sağlarken enerji tüketimi de minimum seviyelerde tutulmalıdır. Günümüzde bu kapsamda ısı geri kazanım sistemleri, iklimlendirilen ortamlarda havalandırma yapılırken ortamı kullanan insanların ısı konfor algısının bozulmaması yanı sıra yeterli kalitede temiz havanın temini ve minimum enerji tüketimi sağlanması amacıyla vazgeçilmez hale gelmiştir.

Kapalı ortamlarda iç hava kalitesini etkileyen unsurlar yukarıda belirtilmektedir. Bunların arasında insan kaynaklı CO₂, çok sayıda insanın bulunduğu, çalıştığı, seyahat ettiği mekanlardaki iç hava kalitesini etkileyen en önemli etmenlerden biridir. Atmosfer havasının hacimsel olarak yaklaşık % 0.03 'ü CO₂ 'dir. Dış ortam havasında bulunan CO₂, çevre özelliklerine göre 330 ile 500 ppm arasında değişmektedir (Bulut 2011). Dolayısıyla kapalı ortamlarda CO₂ gazının bulunmaması olanaksızdır. CO₂ zehirli bir gaz değildir fakat yüksek derişim oranlarında uyku isteği, yorgunluk hali, baş ağrısı ve odaklanma bozukluğu gibi etkilere neden olabilir. Özellikle şehirlerarası otobüslerde kapıların uzun süreli kapalı kalması, yolcular üzerinde bu gibi olumsuz etkilere neden olmaktadır. Bu sebeple, şehirlerarası otobüslerde iç hava kalitesini iyileştirmek için etkin yöntemler uygulanması gerekmektedir.

Türkiye, nüfus artışına bağlı olarak ulaşım sektörüne olan talebin gün geçtikçe arttığı bir ülkedir. Yıllara göre Türkiye’de insan taşımacılığında kullanılan motorlu kara taşıtlarının değişimi Çizelge 1.1’de verilmiştir. Bu çizelgede görüleceği üzere ulaşımında kullanılan motorlu taşıtların büyük çoğunluğunu tahmin edileceği gibi otomobiller oluşturmaktadır. İnsan taşımacılığında kullanılan taşıtlar arasında otobüsler, rakamsal olarak en düşük değere sahiptir. Araç sayısı bakımında minibüsler, otobüslerden daha çok olmasına rağmen yolcu taşıma kapasiteleri (otobüs: 45 kişi, minibüs: 17 kişi) göz önüne alındığında otobüslerdeki yolcu sayısının daha fazla olduğu açıktır. Ulaşımında, otomobillerin bariz bir üstünlüğü olsa da otobüslerde göz ardı edilmeyecek seviyededir. Otobüslerin yaklaşık %70’nin şehirlerarası ulaşımında kullanıldığı düşünülürse, her yıl milyonlarca insan taşınmaktadır. Buradan da anlaşılabacağı gibi yolcu sayısı olarak bakıldığında şehirlerarası otobüsler büyük bir yolcu taşıma potansiyeline sahiptir.

İnsanların seyahat amaçlı kullandıkları şehirlerarası otobüslerin temiz bir iç ortam havasına sahip olması insan sağlığı bakımından büyük önem arz etmektedir. Otobüslerin taşımacılık sektöründeki payı düşünüldüğünde, çok sayıda yolcunun ideal iç hava kalitesi ve ısı konfor şartları altında seyahat edebilmeleri için çalışmalar yapılmalıdır. İdeal hava kalitesini sağlamak için, daha önceden de belirtildiği gibi ya iç ortam kirleticileri ortadan kaldırmalı ya da dış ortamdaki taze havanın iç ortama aktarımını sağlayacak havalandırma uygulamalarından faydalanılmalıdır.

Çizelge 1.1. Türkiye motorlu kara taşıtları istatistikleri (TÜİK 2018)

<u>Yıllar</u>	<u>Otomobil</u>	<u>Minibüs</u>	<u>Otobüs</u>
2004	5.400.440	318.954	152.712
2005	5.772.745	338.539	163.390
2006	6.140.992	357.523	175.949
2007	6.472.156	372.601	189.128
2008	6.796.629	383.548	199.934
2009	7.093.964	384.053	201.033
2010	7.544.871	386.973	208.510
2011	8.113.111	389.435	219.906
2012	8.648.875	396.119	235.949
2013	9.283.923	421.848	219.885
2014	9.857.915	427.264	211.200
2015	10.589.337	449.213	217.056
2016	11.317.998	463.933	220.361
2017	12.035.978	478.618	221.885

Havalandırma yöntemi yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir. İnsan sağlığını ve iç hava kalitesini koruyabilmek için şartlandırılmış mekanlara taze hava verilmesi gerekmektedir. Fakat klimatize edilmiş ortamlara, dış ortamda doğrudan taze hava aktarımı enerji tüketiminin artmasına ve ısıl konforun bozulmasına neden olabilmektedir. Bu sebeple şehirlerarası otobüslerde iç hava kalitesi sağlanırken enerji verimliliğinin de sağlanabilmesi için etkin yöntemler uygulanmalıdır.

Kapalı ortamlara taze hava beslemesi yapılırken, iç ortam ısıl konforunun korunması ve enerji tüketiminin azaltılması için sıkça uygulanan birkaç yöntem vardır. Bunların başında karışım havası uygulaması gelmektedir. Karışım havası, iç ortama %100 taze hava almak yerine, iç ortamdaki havanın belli bir kısmının dış temiz hava ile seyreltilmesi olarak tanımlanabilir. Karışım oranları genellikle ayarlanabilir menfezlerle yapılmaktadır. Örneğin, havalandırma %60 taze, %40 iç havanın çevrilmesiyle yapılabilir. Bu uygulamada, dışarı atılan iç havanın ısısı bir ısı geri kazanım cihazı ile taze havaya aktarılmaktadır. Bu sayede dışarı atılan havanın ısısı değerlendirilerek enerji verimliliği sağlanır. Enerji tüketimini azaltacağından dolayı havalandırma uygulamalarında ısı geri kazanım cihazları kullanılmalıdır.

Klima santralleri, binalar, salonlar, endüstriyel mekanlar v.b gibi kapalı ortamları iklimlendirmede kullanılan ünitelerdir. Son yıllarda neredeyse tüm klima santralleri, enerji verimliliği sağlamak adına ısı geri kazanım cihazlarını bünyesinde bulundurmaktadır. Şehirlerarası otobüslerde ise split klima sistemleri kullanılmaktadır. Bu sistemler, iklimlendirme işleminde ya iç ortam havasını (%0 taze hava) kullanmakta, ya da tamamen dış ortam havasını (%100 taze hava) şartlandırarak işlemi gerçekleştirmektedir.

CO₂ iç hava kalitesini olumsuz etkileyen önemli faktörlerden biridir. Ayrıca CO₂ iç hava kalitesini kontrol altında tutmak için önerilen önemli bir iç hava kirleticisidir. ASHRAE Standart 62.1'de (2007) endüstriyel olmayan alanlar için önerilen CO₂ derişimi üst sınırı 1000 ppm olarak verilmektedir. Bu değer, kapalı mekanlarda havalandırma ihtiyacının ne miktarda olduğunu belirlemede ve kabul edilebilir iç hava kalitesinin sağlanmasında sınır değer olarak kullanılabilir. Kapalı ve kalabalık ortamlardaki iç hava kalitesini iyileştirmede kullanılacak en etkin metot havalandırmadır. Ayrıca iç hava kalitesini sağlarken enerji verimliliğinin de dikkate alınması için ısı geri kazanım cihazlarının kullanımı da oldukça önemlidir.

Bu çalışmada öncelikle şehirlerarası otobüslerde kaliteli bir iç ortam havası için gerekli taze hava miktarı oluşturulan bir simülasyon ile belirlenmiştir. Daha sonra ise otobüslerde enerji verimliliği ve ısıl konforun sürekliliği için kabine alınacak bu taze havayı şartlandıracak ısı geri kazanım ünitesi boyut ve performansını belirleyen ikinci bir simülasyon çalışması yapılmıştır. İlk çalışmada, iç hava kalitesinin sağlanmasında sınır değeri olarak kabul edilen 1000 ppm CO₂ oranına göre kabine alınması gereken taze hava debileri belirlenmiştir. Bu debilere göre, iki farklı ısı geri kazanım cihazı için simülasyon çalışmaları yapılarak çeşitli parametrelere göre etkenlik katsayısı ve boyut değişimleri incelenmiştir.

2. KAYNAK TARAMASI

İnsan sağılığı için gün geçtikçe önemi artan i hava kalitesi kavramı, i ortamda solunan havanın ne kadar ‘iyi’ ya da ‘kötü’ olduğunu gösteren bir ölçüttür. Kötü i hava kalitesi hastalık ve üretkenlik kaybına yol açabilir. İyi bir i hava kalitesi ise sağlıklı bir yağam ve ortam sağlayabilir. İç hava kalitesinin iyi ya da kötü olması i ortamdaki kirleticilerin seviyelerine bağlıdır ve i ortamlarda çok sayıda kirletici bulunmaktadır. Bütün bu kirleticilerin ölçülmesi ve istenilen sınır değerlerde kontrol altında tutulması çok zordur. Bu nedenle i hava kalitesini kontrol etmek için ölçümü ve kontrolü kolay olan CO₂ gazı kullanılmaktadır. Binalar, alığveriğ merkezleri, spor salonları v.b. mekanlarda CO₂ kontrollü havalandırma sistemlerini görmek mümkündür. Her geçen gün artan insan nüfusu, diğer kapalı ortamlarda da iç hava kalitesine gerekli önemi ve hassasiyeti göstermemizi zorunlu bir hale getirmektedir.

İnsanlar hayatlarının %90’ını kapalı ortamlarda geçirmektedir. İnsanların toplu halde seyahat ettiği otobüs kabinleri de bu kapalı ortamlardan bir tanesidir. Otobüsler, yakın veya orta uzaklıktaki mesafelere seyahat için insanların sıklıkla tercih ettikleri araçlardan birisidir ve çok sayıda insanın uzun süreli seyahatlerinde temiz ve ısıl açıdan konforlu bir ortamın temini için kabinlerinin iklimlendirilmeleri son derece önemlidir. Otobüslerdeki iklimlendirme sistemleri tavan tipi split klima sistemidir. Bu konuyla ilgili detaylı bilgi Bölüm 2.2’de verilecektir. alığma kapsamında, otobüslerde iç hava kalitesi sağlanırken ısıl konforun da bozulmaması için ısı geri kazanım cihaz tasarımları yapılacaktır.

İç hava kalitesi ve iç hava kalitesini olumsuz etkileyen etmenlerin tespit edilmesine yönelik günümüze kadar çok sayıda arağtırma yapılmığtır. Ayrıca havadan-havaya ısı geri kazanım cihazları hakkında da çok eğitli arağtırmalar gerekleğtirilmiğtir. Bu bölümde tez konusu ile ilgili literatürde bulunan alığmalar hakkında bilgiler verilecek ve konu ile ilgili kurumsal alt yapı anlatılacaktır.

2.1. Literatürdeki Benzer alığmalar

Otobüslerde iç hava kalitesi ve birçok alanda farklı amaçlarla kullanılan ısı geri kazanım cihazları hakkında literatürde deneysel ve teorik alığmalar bulmak mümkündür. İç hava kalitesi ve ısı geri kazanım cihazları ile ilgili yapılan bu arağtırmaların bir bölümü kapalı ortamlarda iç hava kalitesini bozan etmenlerin tespiti, kabul edilebilir bir iç ortam havası için bu etmenlerin sınır değerlerinin belirlenmesi ve bu etmenlerin nasıl bertaraf edilebileceğine yöneliktir. Diğer bölümü ise, iç hava kalitesi ve enerji verimliliği için havalandırma sisteminde kullanılacak düz plakalı ve dalgalı çubuk kanatçıklı ısı geri kazanım cihazlarının kullanım alanları, etkenlikleri ve boyutları ile ilgili yapılan alığmaları kapsamaktadır. Ayrıca şehirlerarası yolcu otobüsleri üzerine yapılan alığmalarda mevcuttur.

Hsu ve Huang (2009), Tayvan’da, otobanda seyahat eden uzun mesafe otobslerindeki uçucu organik bileğikleri (VOC), karbon monoksit (CO), karbondioksit (CO₂) ve partiküler madde (PM) düzeylerini incelemiğlerdir. CO₂ gazı dığında diğer kirletici maddelerin şehir içi otobslerdekinden daha dğk olduğunu ortaya

çıkarmışlardır. CO₂ seviyesini ortalama 1493 ppm bulmuşlardır. CO₂ seviyesinin düşürülmesi için kabine taze hava verilmesi gerektiği sonucuna varmışlardır.

Lu vd. (2011), binalardaki havalandırma sistemlerinde kullanılan orantısal CO₂ kontrol stratejileri yerine yeni bir kontrol stratejisi geliştirmiştir. Deneysel çalışmalar bir spor salonunda gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen stratejide, iç ortam CO₂ seviyesini ayar noktasında tutmak için CO₂ kütle denge denklemleri kullanılmıştır. Ayar noktası olarak ASHRAE 62-2007 standartları baz alınmıştır. Bu çalışmada kullanılan CO₂ denge denklemleri, tez kapsamında CO₂'in zamanla değişimini belirlemek için kullanılan ile aynıdır. Yapılan çalışma sonucu, geliştirilen stratejinin, orantısal kontrol stratejilerine nazaran %34 enerji tasarrufu sağladığı ortaya çıkarılmıştır.

Moreno vd. (2015), Barcelona şehrindeki insanların otobüs, metro ve tramvay seyahatleri esnasında soludukları havadaki kirletici seviyelerini belirlemek ve karşılaştırmak için deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Üç farklı ulaşım aracı için partikül sayısı yoğunluğu (par./cm³), CO₂ derişimi (ppm), CO derişimi (ppm), PM 10 ve PM 2,5 (mg/m³) parametrelerinin zamanla değişimi incelenmiştir. Otobüs ve metrodaki CO₂ seviyelerinin yaklaşık 1200 ppm ile tramvaya göre çok daha yüksek değerlerde olduğunu ortaya çıkarmışlardır.

Fernandez vd. (2011), binalardaki havalandırma sistemlerinde ısıl dengeyi sağlamak için bünyesinde polimer bir reküperatör bulunan havadan-havaya ısı geri kazanım sisteminin deneysel analizini gerçekleştirmişlerdir. Dış ortamdan alınan taze hava ile dışarı atılan iç ortam havası arasında ısı transferi gerçekleştirerek, sıcaklık, ısı transfer miktarı ve basınç düşümlerinin hava debisine bağlı değişimleri incelenmiştir.

Dong vd. (2007), 16 çeşit dalgalı çubuk kanatçık boyutları için ısı değiştiricisinin basınç düşümü ve ısı transferi özellikleri deneysel çalışmalar yapılarak belirlenmiştir. Kanatçık aralığı (s), kanatçık yüksekliği (h), ve kanatçık uzunluğu (l) parametrelerindeki değişimin, ısı transferi ve basınç düşümü üzerine etkisi grafiksel olarak gösterilmiştir. Ayrıca regresyon analizi yapılarak Colburn faktörü (j) korelasyonu geliştirilmiştir. Isıl performansı belirlemede ε-NTU yöntemi kullanılmıştır. Elde edilen grafiksel veriler, bu çalışmada, kanatçık aralığı, uzunluğu ve yüksekliği değişkenlerinin tahmin edilmesinde kullanılmıştır.

Fernandez vd. (2014), hava yerine farklı bir akışkan kullanan dalgalı çubuk kanatçıklı ısı değiştiricisi üzerine deneysel bir çalışma yaparak cihazın basınç düşümü ve ısıl performansını belirlemişlerdir. Cihazın ısıl performansını belirlemek için Colburn faktöründen (j) yararlanarak ampirik bir korelasyon elde etmişlerdir. Ayrıca çalışmada dalgalı çubuk kanatçıklı ısı değiştiricisi için hidrolik çap formülasyonu tanımlanmıştır. Tez çalışmasında bu formülasyondan faydalanılmıştır.

Lu vd. (2010), bina havalandırma sistemleri için enerji tasarrufu sağlayacak yeni bir ısı geri kazanım cihazı geliştirmiştir. Düz plakalı reküperatörde kullanılan plakalar yerine plastik bir film kullanılmıştır. Kanal içerisinde hava geçtiği zaman film tabakası titremekte ve bu titreşimin ısı transferini arttırdığını ileri sürmektedir. Tasarladığı ünitenin performansını belirlemek için deneysel ve teorik çalışmalar gerçekleştirmiştir.

Farklı film kalınlıklarında, hacimsel debideki değişimin etkenlik üzerine etkisini incelemiştir.

Hegar vd. (2013), otobüslerdeki klima sisteminin enerji tüketimini belirlemek için bir test metodu üzerine çalışmalar yapmıştır. Standart dizel motorlu otobüslerde kullanılan split tipi klima ünitesi yakıt tüketimi, belirli motor devirleri ve farklı ısı yükler için hesaplanmıştır. Çalışmada, otobüs klima sisteminin yakıt tüketimine etkisini belirlemek amaçlanmıştır. Test sonuçları, dizel motorlu otobüslerdeki klima sisteminin enerji tüketiminde büyük paya sahip olduğunu göstermektedir.

Kang ve Tseng (2007), yaptığı çalışmada mikro çapraz akışlı plakalı tip bir ısı değiştiricisinin ısı performans özelliklerini öngören teorik bir model geliştirmişlerdir. Etkenliğin, ısı transfer oranı ve basınç düşümü üzerinde büyük bir etkiye sahip olduğunu ortaya çıkarmışlardır. Bu çalışmada kullanılan formüller ve elde edilen sonuçlar, tez çalışmasını destekler ve doğrular niteliktedir.

Kuchhadiya ve Rathod (2016), dalgali çubuk kanatçıklı ısı değiştiricisinin ısı performansını incelemek için laboratuvar ortamında deney düzeneği kurarak bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Sıcak ve soğuk akışkan debisi, akış hızı ve giriş sıcaklıkları girdi parametreleri kabul edilerek etkenlik ve basınç düşümünü bulmuşlardır. Deney sonuçlarına dayalı yeni bir Colburn faktörü korelasyonu geliştirerek literatürdeki benzer korelasyonlar ile karşılaştırmışlardır. Bu çalışmadaki korelasyonlar, ısı transfer katsayısını belirlemek için tezde kullanılmıştır.

Yapılan bu yeni çalışmada ise, otobüs kabinlerine alınması gereken taze hava miktarı belirli parametrelere bağlı olarak tespit edilecek ve CO₂ seviyesi belirli bir sınırdan tutularak iç hava kalitesi sağlanırken ısı konforunun da bozmaması adına yüksek enerji verimliliğine sahip ideal bir ısı geri kazanım cihazı tasarımı MATLAB programı kullanılarak yapılacaktır.

2.2. Kurumsal Bilgiler

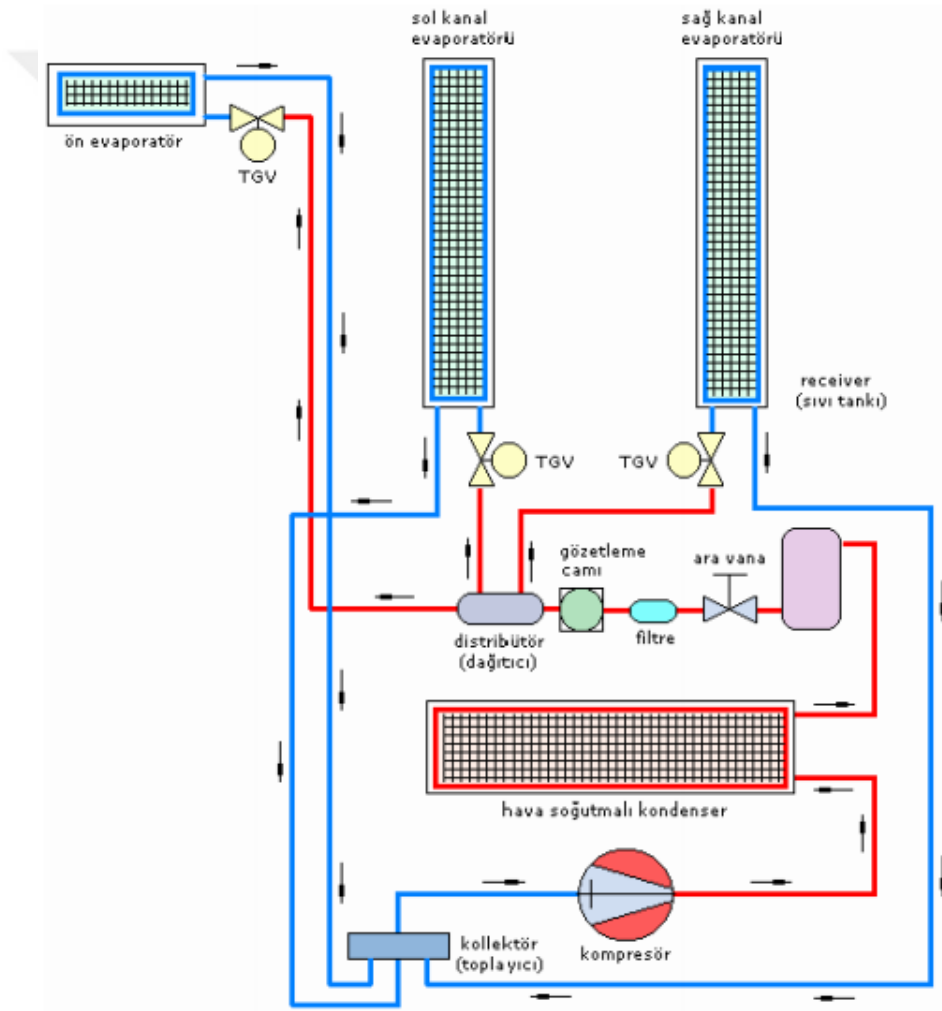
2.2.1. Otobüs klima sistemleri

Otobüs klima sistemi, otomobil klimalarında olduğu gibi ısıtma, soğutma ve nem alma işlemlerini yerine getiren bir cihazdır. Isıtma modunda, gerekli ısı çoğunlukla aracın motor devridaim suyundan temin edilmektedir. Soğutma modunda ise, araç hacmine ve yüksek sıcaklıklı dış ortam koşullarına göre seçilmiş büyük kapasiteli bir klima sistemi devreye girmektedir. Otobüslerde, tavan tipi split klima sistemleri kullanılmaktadır. Kondenser ünitesi aracın üst kısmına yerleştirilmektedir.

Otobüs klima sistemini meydana getiren temel elemanlar; kompresör, evaporatör (buharlaştırıcı), kondenser (yoğusturucu) ve genişleme valfidir. Soğutma ihtiyacı olduğu zamanlarda, otomasyon kompresöre çalışması için komut verir. Kompresör soğutucu akışkanı belirli bir basınca kadar sıkıştırmakta ve akışkan yoğustucuda ısını verip yoğuşmaktadır. Daha sonra genişleme vanasında basıncı ve sıcaklığı düşmektedir. Basıncı ve sıcaklığı düşen akışkan buharlaştırıcıda buharlaşarak kabinden ısı çekilmesini sağlar. Şekil 2.1’de, klima sistemini oluşturan elemanlar görülmektedir.

Otobüs klima sistemleri aslında buhar sıkıştırma soğutma çevrimine göre çalışan sistemlerdir.

Piyasada mevcut klima üreticilerinin ürünleri hakkında yapılan araştırmada, kullanılacağı iklim şartlarına göre farklı soğutma/ısıtma kapasiteleri ve hava debilerine sahip klimaların olduğu görülmüştür. Klima soğutma yükleri 35°C dış ortam koşullarında 28 kW ile 38 kW arasında değişmektedir. 40°C sıcaklığın üzerindeki dış ortam şartlarında ise soğutma kapasitesinin 44 kW'a kadar çıktığı görülmektedir. Klimaların hava debileri düşük dış ortam sıcaklarında üretilenlerde 4600 – 6900 m³/h, yüksek dış ortam sıcaklığı için üretilenler de ise 8300 – 13920 m³/h arasında değişmektedir. Bazı ürünlerde taze hava durumları; %0 taze hava veya %100 taze hava olarak belirtilmişken, 'kabine belirli bir oranda (%) taze hava alınmaktadır' gibi bir ibareye rastlanmamıştır (Anonim 2, Anonim 3).

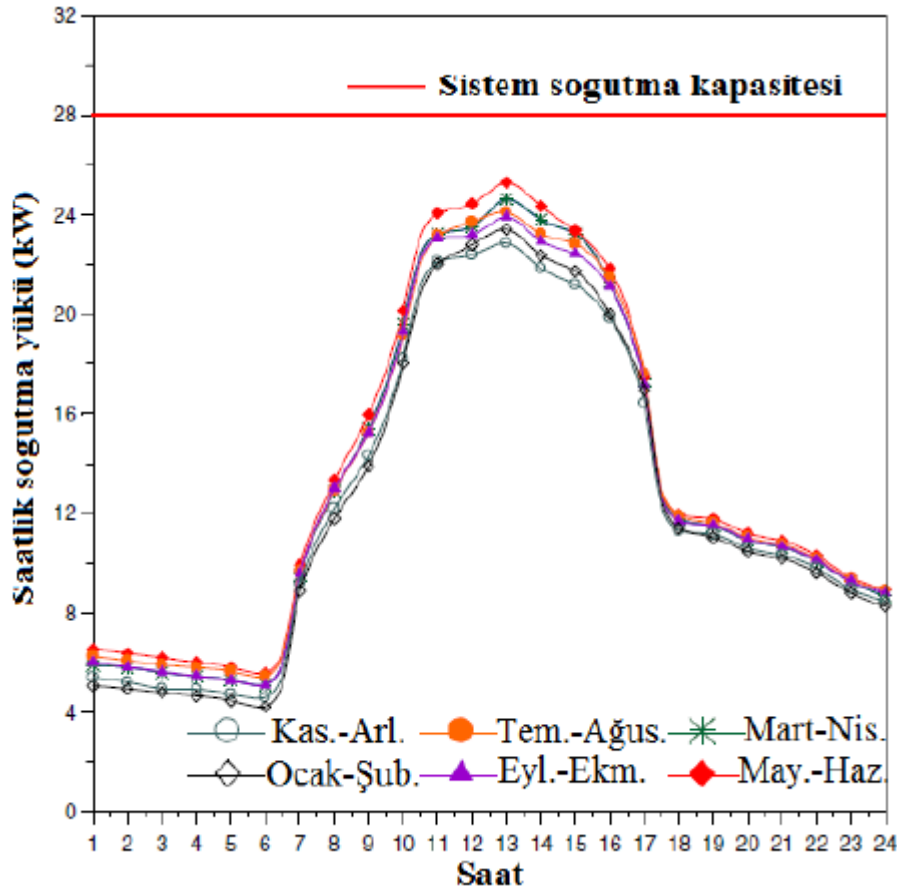


Şekil 2.1. Konvansiyonel otobüs klima sistemi şematik diyagramı (MEB 2013)

Otobüs klima sistemleri, iklimlendirme için %100 taze hava veya sadece iç ortam havasını kullanmaktadır. Otobüs klimaları oldukça yüksek soğutma kapasitesine

(136000 -150000 Btu/h) sahiptir. Evaporatör hava debisi yaklaşık 8000 m^3/h 'dir. Hava debileri 2000 – 8000 m^3/h arasında ayarlanabilir (MEB 2013).

Otobüs klima kompresörleri, ana motor veya yardımcı bir motordan tahrik alarak çalışmaktadır. Günümüzde yardımcı bir motor ile tahrik edilen kompresörlerin kullanımı oldukça yaygınlaşmıştır. Fakat hala ana motordan tahrik alan çok fazla klima kompresörü vardır. Klima sistemi, otobüslerde ikinci en büyük enerji tüketimi gerçekleştiren elemandır. Klima sistemleri ana motor tarafından tahrik edilirse, elektromanyetik kavrama kullanıldığı için aracın gücünde bir düşüş olabilir. Klima sistemi soğutma kapasitesini de düşünecek olursak bu düşüş oldukça fazla hissedilecektir.



Şekil 2.2. Yıl boyunca otobüs kabinindeki saatlik soğutma yükü dağılımı (Mansour vd. 2008)

İç ve dış ortam şartlarına bağlı olan günlük soğutma yükü değişimleri, klima sisteminin performansını etkileyebilir. Örneğin, otobüs kapılarının açılması, ön ve yan camlardan kabine giren güneş yükü değişimi ve yolcuların sayısı, otobüs kabinindeki ısı yükü değiştirecektir. Şekil 2.2'de yıl boyunca farklı aylarda, otobüs kabinindeki soğutma yükünün saatlik değişimi görülmektedir (Mansour vd. 2008).

Otobüs klimaları çoğu kez kabindeki değişimlere ani tepkiler verebilmesi için büyük kapasitelerde seçilir. Klima sistemi açıldığında, ortamı hızlı bir şekilde

iklimlendirebilecek ve olağanüstü yüksek nem ve atmosfer sıcaklık şartlarının üstesinden gelebilecek şekilde tasarlanmıştır. Bu nedenle, düşük soğutma yükündeki normal şartlar altında, çok fazla enerjiyi gereksiz yere harcar. Sonuç olarak, büyük soğutma kapasitesine sahip sistem, küçük yüklerde daha fazla yakıt tüketir. Araştırmacılar ve klima üreticileri, yolcuların termal konforunu bozmadan, klima sistemin yakıt tüketimini azaltmanın yollarını aramaktadırlar.

Çoğu küçük ölçekli soğutma sistemlerinde termostat kontrollü kompresörler vardır. Kompresör, kabin sıcaklığı konfor noktasına ulaştığında motor ile bağlantıyı keser ve kabin sıcaklığı arttığı zaman ise tekrar devreye girer. Otobüslerdeki klima sistemlerinin aksine, bu teknolojinin birkaç sakıncası vardır. Küçük araçlardaki klima sistemleri ile karşılaştırıldığında, otobüs kompresör kapasiteleri oldukça büyük olduğundan dolayı her zaman yüksek bir atalet momenti ile başlar. Eğer bu dur-kalk hareketi sürekli tekrar ederse, kompresörün kısa sürede bozulmasına neden olacaktır. Uygulamada, çoğu otobüs klima sistemi termostat kontrollü değildir (Mansour vd. 2008).

Otobüs klima sistemlerinin %100 taze hava veya %0 taze hava ile çalıştığından bahsedilmiştir. %100 taze hava ile çalışan klimalar çok büyük soğutma yükleri altında çalışmaktadır. Bu yüzden %0 taze havalı klima sistemlerine göre daha fazla enerjiye ihtiyaç duymaktadır. İç ortamdaki havayı sirküle eden %0 taze hava ile çalışan klimalar ise, sürekli aynı havayı şartlandırdığından dolayı kabindeki kirleticiler bertaraf edilememekte ve iç hava kalitesi bozulmaktadır. Çalışma kapsamında geliştirilen ısı geri kazanım cihazı aslında her iki klima sistemi içinde kullanıma çok uygundur. Birinde enerji verimliliği sağlarken diğerinde ise iç hava kalitesini iyileştirebilir. İç hava kalitesi koşullarının sağlanması ve enerji verimliliği kavramının göz ardı edilmemesi için şehirlerarası otobüslerde bu çalışma gerçekleştirilmiştir.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Giriş

Bu çalışmada materyal olarak düz plakalı ve dalgalı çubuk kanatçıklı ısı geri kazanım cihazları kullanılmıştır. Kullanılan yöntem ise üç farklı simülasyon çalışmasından oluşmaktadır. İlki şehirlerarası yolcu otobüslerinde iç hava kalitesini sağlamak için kabine alınması gereken taze hava debisini tespit eden simülasyon çalışması, ikincisi ve üçüncüsü ise bu taze hava debisine göre iki farklı ısı geri kazanım cihazının etkenlik katsayılarının, sıcaklık değişimlerinin ve ideal cihaz boyutlarının tespit etmesini sağlayan simülasyon çalışmalarıdır. Cihaz performansının tespit edileceği hesaplamalar düz plakalı ve dalgalı çubuk kanatçıklılar için olmak üzere iki farklı simülasyon ile incelenmiştir.

Çalışmanın ilk bölümünde, öncelikle şehirlerarası otobüs kabinlerinde iç hava kalitesini sağlamak için kullanılabilecek yöntemler detaylı bir şekilde anlatılmış ve havalandırma yöntemi öncelikli çözüm olarak kabul edilmiştir. Solunan ortamdaki CO₂ seviyesi, kabine alınması gereken taze hava miktarının tespit edilebilmesinde iç hava kalitesinin bir ölçütü olarak alınmıştır. ASHRAE (2007) tarafından 62.1 nolu havalandırma standardında, ofis çalışanları için karbondioksit limiti 1000 ppm olarak belirlenmiştir. Şehirlerarası seyahat sürelerinin uzun ve kapıların kapalı olduğu düşünülerek, bu çalışmada, ASHRAE 62.1 standardında ofis çalışanları için belirtilen CO₂ konsantrasyonu sınırlayıcı olarak kabul edilmiştir. Kabine aktarılması gereken taze hava debisinin tespit edilebilmesi için gerekli olan insan kaynaklı CO₂ konsantrasyonunun zamana bağlı değişimi, yolcuların solunum katsayısı, metabolizma hızı, kütlesi ve boyuna bağlı olarak bulunmuştur. Kabindeki yolcuların fiziksel özellikleri (boy ve kütle) aynı kabul edilerek simülasyon çalışması yapılmıştır. Yapılan bu simülasyonda, taze hava debileri değiştirilerek, bunun CO₂ konsantrasyonu değişimine etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar grafik halinde verilerek, sonuçlar yorumlanmıştır. CO₂ sınır değeri (1000 ppm) dikkate alınarak ideal taze hava debisi ve/veya debileri belirlenmiştir.

Yapılan ikinci simülasyon çalışmasında, düz plakalı bir ısı geri kazanım cihazının tasarımı gerçekleştirilmiştir. Otobüs kabinine entegre edilebilecek boyutlarda optimum bir cihaz tasarımı yapılabilmesi için öncelikle tahmini bir etkenlik katsayısı belirlenmiştir. Tahmini etkenliğe ve giriş havası sıcaklıklarına bağlı olarak hava çıkış sıcaklıkları ve kanal içi ortalama sıcaklıklar bulunmuş ve akışkan özellikleri belirlenmiştir. Isı geri kazanım cihazı boyutlandırmasının yapılabilmesi için gerekli olan ısı taşınım katsayıları akış şekli, geometrisi ve akış tipine bağlı olarak tespit edilmiştir. Bu çalışmada, ısı geri kazanım cihazı düz plakalı bir reküperatör olarak düşünülerek, hesaplamalar yapılmış ve bunların bir araya getirilmesi ile simülasyon gerçekleştirilmiştir. Simülasyon, kendi içerisinde iterasyon yaparak başlangıçta girilen tahmini değerlerin gerçek sonuca yakınsamasını yapabilmektedir. Yapılan bu simülasyonda, çeşitli parametreler değiştirilerek, bu parametrelerin başta cihazın etkenliği olmak üzere hava akış hızı, ısı taşınım katsayısı ve cihazın ebatları üzerindeki değişimleri incelenmiştir. Sonuçlar, tablo ve diyagramlar halinde verilerek, bu sonuçlar üzerinde gerekli yorumlar detaylı bir şekilde yapılmıştır.

Yapılan üçüncü simülasyon çalışmasında, dalgalı çubuk kanatçıklı bir ısı geri kazanım cihazının tasarımı yapılmıştır. İkinci simülasyondan farklı olarak bu çalışmada, dalgalı çubuk kanatçıklı bir reküperatör modellenmesi için gerekli formüller kullanılmıştır. Aynı şekilde, ısı taşınım katsayıları da akış şekli, geometrisi ve akış tipine bağlı olarak tespit edilmiştir. Bunların birleştirilmesi ile simülasyon yapılmıştır. Yapılan bu simülasyonda da, çeşitli parametreler değiştirilerek, bu parametrelerin cihazın etkenliği, hava akış hızı, ısı taşınım katsayısı ve cihazın ebatları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sonuçlar, tablo ve diyagramlar halinde verilerek, bu sonuçlar üzerinde gerekli yorumlar yapılmıştır. Ayrıca her iki simülasyon çalışmasının karşılaştırıldığı tablo ve grafikler oluşturulmuş ve yorumlanmıştır.

Bu bölümde, ilk önce temiz bir iç ortam havası için yapılması gerekenler kısaca anlatılacak ve iç hava kalitesi ve karbondioksit arasındaki ilişki belirtilecektir. Sonra ilk simülasyonun altyapısını oluşturan formüller verilecektir. Daha sonra düz plakalı ve dalgalı çubuk kanatçıklı ısı geri kazanım cihazları detaylı olarak irdelenecek, simülasyon çalışmalarının girdilerini oluşturan formüller sunulacaktır. Ayrıca şehirlerarası otobüslerdeki klima sistemleri de bu bölümde incelenecektir.

3.2. İç Hava Kalitesi Tarihçesi

İnsanoğlunun ateşi bulması binlerce yıl önce gerçekleşmiştir. O günden itibaren insanoğlu iç hava sorunları ile karşılaşmıştır. İnsanoğlunun, ilk çağlarda çoğunlukla mağaralarda yaşadığı ve ısınma için ateşi kullandığı bilinmektedir. Mağaralarda yakılan ateş sonucu açığa çıkan dumanın insanın sağlığına zarar verdiği ve ömrünü azalttığı kısa sürede öğrenilmiştir. Zamanla mağara tavanına bir delik açarak dumanı uzaklaştırmayı öğrenmişlerdir.

İlerleyen yüzyıllarda iç hava kirliliği sorunları artarak devam etmiştir. M.Ö. 2700-2500 yılları arasında Mısır'da birçok piramit inşa edilmiştir. Bu piramitlerin yapımında çalışan işçilerden içeride çalışanların dışarıda çalışanlara göre daha fazla hasta oldukları gözlemlenmiştir. M.Ö. 1.yüzyılda Antik Roma'da keşfedilen 'hypokaust sistemi' (ilk yerden ısıtma sistemi) ile iç ortamların dumansız bir şekilde ısıtılması gerçekleştirilmiştir.

11. yüzyılda İbn-i Haldun, Mukaddime adlı eserinde hava kirliliğinin hastalıklara neden olacağını işaret etmiştir. 16. yüzyıla gelindiğinde İngiltere Kralı 1. Charles binalarda kirli havanın etkisini azaltmak için bir dizi kural getirmiştir. Bunlar içerisinde, 3 metreden yüksek tavanlar, boyu eninden daha fazla olan pencereler, oda taban alanına göre pencere alanının belirlenmesi, vb. gibi kuralları vardır. Bu kuralları sayesinde iç ortamdaki kirli havanın dışarı atılması amaçlanmıştır (Bulgurcu 2006).

Geçmişten bugüne iç hava kalitesinin önemini belirten bu ve bunlara benzer örneklerle rastlamak mümkündür. Eski zamanlarda iç hava kirliliğini önlemek için alınan önlemler ilkel ama kullanılabilir uygulamalar olarak göze çarpmaktadır. Bu uygulamalar, günümüzde iç hava kirliliğini önlemek amacıyla yapılan çalışmaların temelini oluşturmaktadır. Bu çalışmaların tümünde, temiz bir iç ortam havası elde edilmesi amaçlanmıştır.

Kapalı ortamlarda, kabul edilebilir düzeyde temiz bir hava elde etmek için yapılan çalışmalar, iç hava kalitesi kavramını ortaya çıkarmıştır. İnsanların içinde bulunduğu ortamdan farklı beklentilerinin olmasından dolayı, iç hava kalitesini tanımlamak zordur. Bu yüzden ‘kabul edilebilir iç hava kalitesi’ başlığı altında ASHRAE tarafından net bir tanım yapılmıştır. ASHRAE Standart 62.1’de (2007) kabul edilebilir iç hava kalitesi ‘İçinde, bilinen kirleticilerin, yetkili makamlar tarafından belirlenmiş zararlı konsantrasyonlarda bulunmadığı ve bu hava içindeki insanların önemli çoğunluğunun (%80 veya üzeri) memnuniyetsizlik hissetmediği havadır’ olarak tanımlanmaktadır.

İnsanların, zamanının çoğunu geçirdiği iç ortamlarda sağlıklı ve konforlu bir şekilde günlük faaliyetlerini devam ettirmeleri, temelde iki farklı etmene bağlıdır. Bunlar ısı konfor ve iç hava kalitesi olarak ifade edilebilir. Bunların yanı sıra ısı konfor ve iç hava kalitesini de içine alan iç çevre kalitesi kavramı ve onun içerisinde yer alan diğer etmenler Şekil 3.1’de görülmektedir.



Şekil 3.1. İç çevre kalitesinin bileşenleri (TMMOB 2015)

İnsanların yaşamını sürdürdüğü, çalıştığı, seyahat ettiği kapalı ortamlardaki iç hava kalitesi, insan sağlığını ve performansını doğrudan etkilemektedir. İnsan sağlığına verilen öneme bağlı olarak iç hava kalitesinin önemi de her geçen gün artmaktadır. İç hava kalitesini bozan birçok kirletici vardır ve bunların başında da insan kaynaklı kirleticiler gelmektedir. Karbondioksit, insan kaynaklı kirleticilerden biri olmasına rağmen, günümüzde iç hava kalitesinin ölçülmesinde kullanılan önemli bir kirleticidir.

18. yüzyılda Joseph Black’in karbondioksiti keşfetmesi ile bu gazın hava kirliliği üzerindeki olumsuz etkileri incelenmeye başlanmıştır. Karbondioksit gazı bulunduğu yıllarda, zehirli bir gaz olarak kabul edilmiştir. İlerleyen zamanlarda yapılan araştırmalar, karbondioksit gazının kokusuz, renksiz ve zehirli olmayan bir gaz olduğunu ortaya çıkarmıştır. Ancak kapalı bir ortamda karbondioksit konsantrasyon artışı, baş ağrısı, uyku hali, performans düşüklüğü gibi olumsuz etkileri vardır. Ayrıca oksijen azalmasına da neden olabilmektedir.

İnsan solunumu, karbondioksit artışının birincil kaynağıdır. Karbondioksit konsantrasyonu 10000 ppm değerini geçtiğinde baş ağrısı ve algılama performansında azalma yaşanabilir. 35000 ppm değerini geçtiğinde nefes alma sinir alıcıları uyarılır ve nefes alma eksikliğine neden olur. Daha yüksek konsantrasyonlarda ise oksijen eksikliğinden dolayı merkezi sinir sistemi zarar görebilir (Bulut 2011).

Günümüzde karbondioksit iç hava kalitesinin sağlanmasında bir ölçüt olarak kullanılmaktadır. Konut, ofis, okul v.b kapalı ortamlarda kabul edilebilir bir iç hava kalitesi oluşturmak için CO₂ sensörleri havalandırma sistemlerinde kullanılarak gerekli miktarda dış hava, iç ortama aktarılmaktadır. Bu uygulamalar şehirlerarası otobüsler gibi farklı kapalı ortamlar için de gerçekleştirilebilir. İç hava kalitesi ve karbondioksit arasındaki ilişki ileriki bölümde dikkate alınacaktır.

3.3. İç Hava Kalitesi ve Karbondioksit Arasındaki İlişki

Kapalı ortamlarda birçok kirletici unsur bulunmaktadır. İnsan solunumu kaynaklı CO₂ iç ortam hava kalitesini etkileyen önemli kirleticilerden biridir. İç hava kalitesinin sağlanması için kirleticilerin kontrol edilmesi gerekmektedir. Kapalı ortamlarda çok sayıda kirletici vardır ve her bir kirleticinin tespiti ve kontrolü pratik açıdan mümkün değildir. Karbondioksit tespit edilmesi kolay olan bir kirleticidir. Bu yüzden iç hava kalitesini belirlemek ve kontrol etmek için kullanılabilecek önemli bir ölçüt olma özelliğine sahiptir.

Atmosfer havasının hacimsel olarak %0.03 'ü CO₂ gazıdır. Dış ortam havasında bulunan CO₂, çevre şartlarına göre 330 ile 460 ppm arasında değişmektedir. Buna göre ortalama dış ortam CO₂ konsantrasyonu 400 ppm olarak kabul edilebilir. CO₂ zehirli bir gaz değildir fakat kapalı ortamlarda kirleticilerin üremesine ortam sağlayabilir. ASHRAE tarafından belirlenen 1000 ppm sınır değeri üzerinde baş ağrısı, uyku hali ve solunum rahatsızlıklarına ve yüksek derişimlerde ise oksijensizlikten boğma tehlikesine kadar önemli sorunlara neden olabilir.

Yüksek CO₂ konsantrasyonunda (35000 ve üzeri), merkezi nefes sinir alıcıları tetiklenir ve nefes alma noksanlığına sebep olur. Daha yüksek konsantrasyonlarda oksijen azlığından dolayı merkezi sinir sistemi görevini yapamamaya başlar (Bulut 2011).

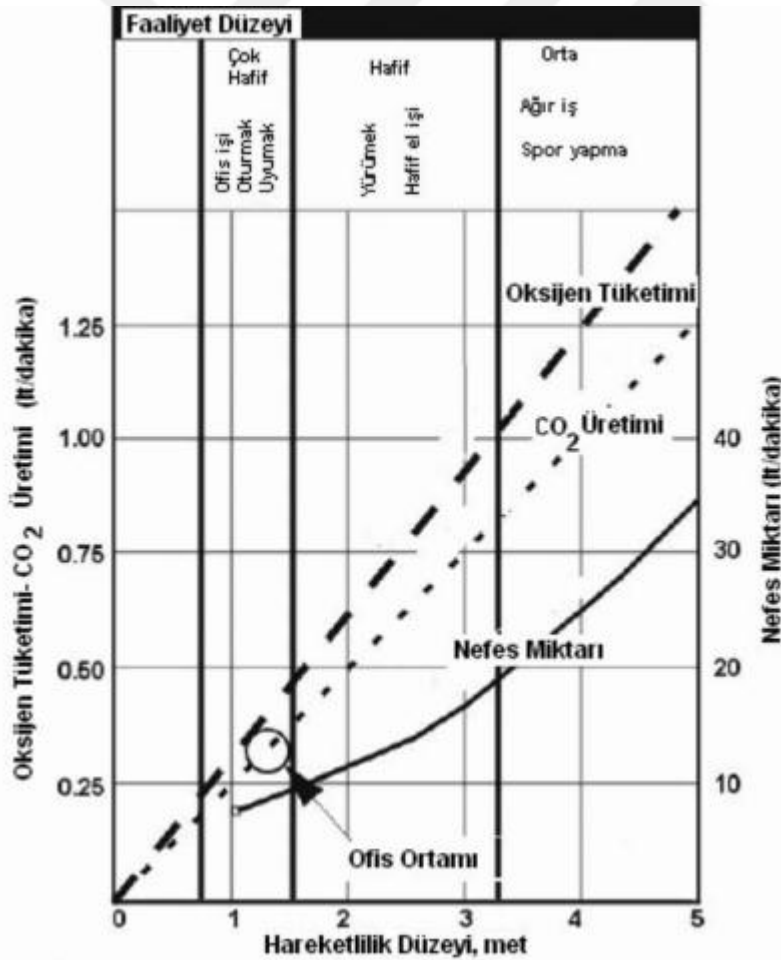
Seppanen ve Fisk (2004) tarafından yapılan bir çalışmada; yaklaşık 30000 denek kapalı bir ortamda tutularak havalandırma ve karbondioksit arasındaki ilişki incelenmiştir. Havalandırma hızının kişi başına 10 lt/s'in altında olduğu kapalı bir ortamda CO₂ konsantrasyonunun arttığı saptamıştır. Araştırma CO₂ seviyesinin 800 ppm altında kaldığı sürece hasta bina sendromu risklerinin azaldığını ortaya çıkarmıştır.

İnsanlar nefes alıp verme işlemi sırasında ortama CO₂ verirler. Normal bir iş ile uğraşan bir insan 20 lt/h (0.02 m³/h) CO₂ üretir (Bulut 2011). Bu yüzden iç ortamda havalandırma yapılmazsa insan sayısındaki artışa bağlı olarak CO₂ seviyesi de artacaktır. Ayrıca insan kaynaklı CO₂ gazı üretimi, belirli değişkenlere göre değişiklik gösterir. Bunların başında meşguliyet durumu gelmektedir. Çizelge 3.1'de insanların meşguliyet durumlarına göre ortama verdikleri CO₂ miktarları verilmiştir. Şekil 3.2'de

ise faaliyet (hareketlilik) düzeyine göre nefes alma miktarı, oksijen tüketimi ve CO₂ üretimindeki değişimler verilmiştir. Şekil 3.2 incelenirse, CO₂ üretiminin ve nefes alma miktarının metabolik aktiviteye bağlı olduğu görülmektedir. Metabolik aktivite birimi olarak ‘met’ ($1 \text{ met} = 58 \text{ W/m}^2$) kullanılmıştır.

Çizelge 3.1. İnsanların meşguliyet durumlarına göre havaya verdikleri CO₂ miktarı (Bulut 2011)

Durum	Faaliyet derecesi	CO ₂ veriş miktarı (lt/h)
Oturan	1	15
Elle hafif iş yapan	2	23
Elle iş yapma veya yavaş yürüme	3	30
Ağır iş yapma veya hızlı yürüme	4	30



Şekil 3.2. İnsanların hareketlilik düzeyi ve CO₂ üretimi arasındaki ilişki (Bulut 2011)

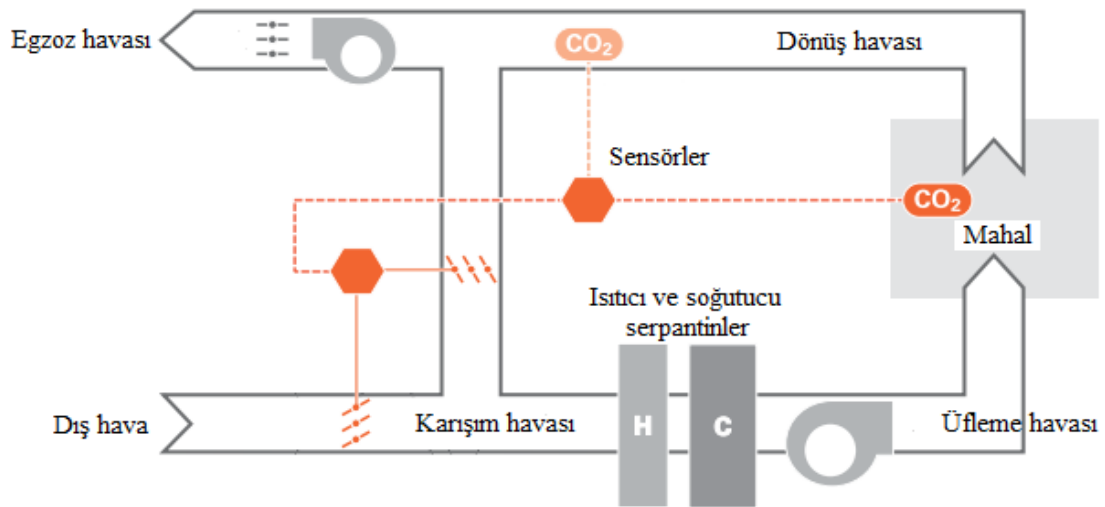
Şehirlerarası otobüslerde seyahat eden yolcular çoğunlukla oturur pozisyonda bulunmaktadır. Bu nedenle CO₂ üretim hesaplamalarında hareketlilik düzeyi ofis ortamı ile aynı alınacaktır.

İç hava kalitesinin iyileştirilmesinde, havalandırmanın önemi daha önceki bölümde bahsedilmişti. Havalandırma aslında, kirlenen iç ortam havasının dış ortam havası ile temizlenmesidir. Temiz iç ortam havası için gerekli havalandırma miktarı, birçok faktöre göre belirlenmektedir. Fakat en uygunu ortamdaki CO₂ miktarına göre havalandırma yapılmasıdır. Havalandırma için belirli bir sınır değer tayin edilmelidir. Bu sınır değeri ASHRAE Standart 62.1’de (2007) 1000 ppm olarak belirlenmiştir. İç hava kalitesini sağlamak için kapalı ortama verilmesi gereken taze hava miktarı CO₂ seviyesine bağlı olarak kolay bir şekilde hesaplanabilir (Bulut 2011).

$$\dot{V} = \frac{\dot{V}_{CO_2}}{C_s - C_d} \times 10^6 \quad (3.1)$$

Bu formülde, $\dot{V}_{CO_2}$; bir kişinin ürettiği CO₂ miktarı, C_s ve C_d ise; sırasıyla izin verilen sınır CO₂ miktarı (ppm) ve dış ortam CO₂ miktarını (ppm) vermektedir. Çizelge 3.1’den insanların ürettiği CO₂ miktarı belirlenerek gerekli taze hava miktarı tespit edilebilir. Otobüslerde seyahat eden yolcular için hareketlilik düzeyi 1.2 olarak alınabilir. Fakat bu formül basite indirgenmiş bir formüldür. Bölüm 3.4’de insan vücudunun yüzey alanı, insanın solunum katsayısı ve hareketlilik düzeyi dikkate alınarak daha kapsamlı bir analiz yapılacaktır.

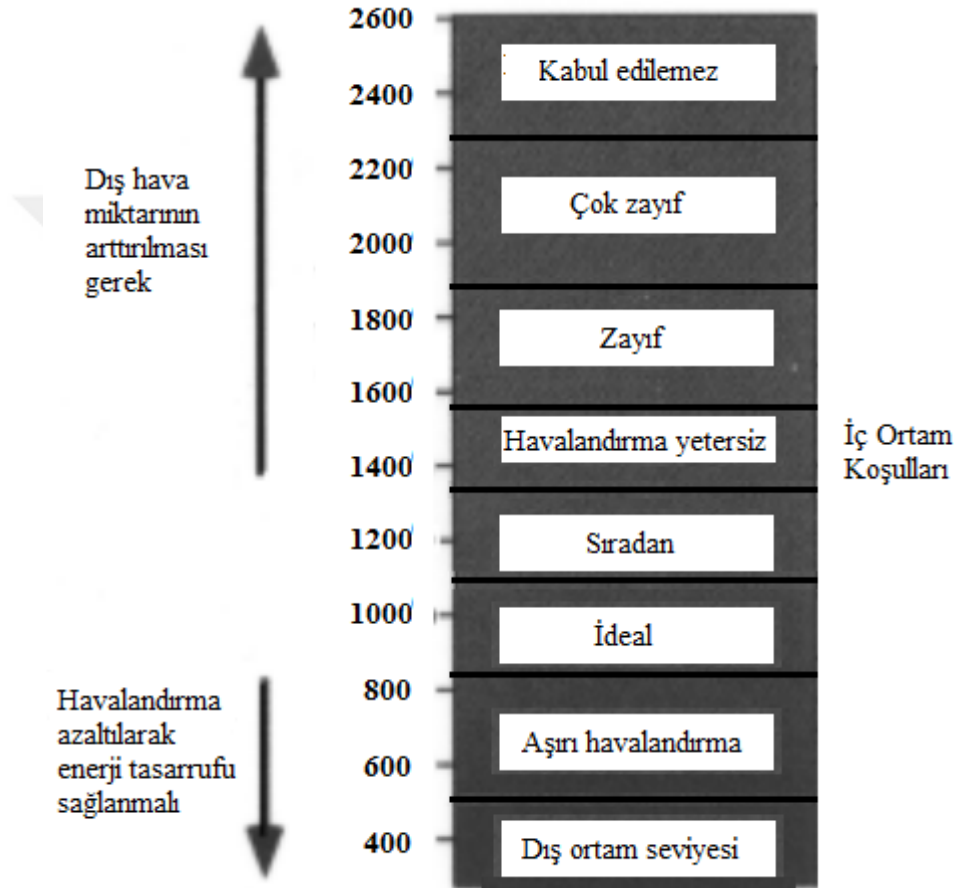
Günümüzde, tiyatro, sinema ve toplantı salonları, lokantalar, müzeler, alışveriş merkezleri gibi mekanlarda kabul edilebilir iç hava kalitesi elde etmek için CO₂ hissedicileri veya karma gaz hissedicileri havalandırma sistemlerinde kullanılmaktadır. Bu sayede ihtiyaca dayalı havalandırma yapılarak enerji tasarrufu sağlanmaktadır. Kapalı mekanlarda kullanılan ihtiyaca dayalı bir havalandırma sistemi örnek olarak Şekil 3.3’de gösterilmiştir (Murphy 2005).



Şekil 3.3. CO₂ kontrollü havalandırma sistemi (Murphy 2005)

Bu sistemin amacı; yüksek düzeyde iç hava kalitesi sağlamak ve ihtiyaca göre havalandırma yaparak enerji tasarrufu sağlamaktır. Şehirlerarası otobüslerde kapıların uzun süre kapalı kalması sonucu açığa çıkan iç hava kirleticileri kapalı mekanlardakiler ile benzerlik göstermektedir. Fakat şehirlerarası otobüslerde bu tarz bir havalandırma sistemi yoktur. Bu yüzden şehirlerarası otobüsler içinde bu tarz çalışmalar yapılabilir.

İç hava kalitesi karbondioksit seviyesine göre derecelendirilir. Karbondioksit seviyesi ile iç hava kalitesi arasındaki ilişki ise Şekil 3.4'te net olarak gösterilmiştir (Bas 2004).



Şekil 3.4. Karbondioksit ile iç hava kalitesi arasındaki ilişkinin şematik gösterimi (Bas 2004)

İç ortam koşullarına göre yapılması gerekenler Şekil 3.4'te belirtilmiştir. İyi bir iç hava kalitesi sağlamak için insanların bulunduğu kapalı ortamlara havalandırma sistemi kurulmalıdır. Karbondioksit, iç hava kalitesini belirlemede bir ölçüttür. Ayrıca CO₂ kabul edilebilir bir iç hava kalitesi için gerekli havalandırma debisinin belirlenmesinde kullanılabilir. CO₂'nin bu özelliğinden yararlanılarak otobüs kabinine alınması gereken havalandırma debisi ileriki bölümde belirlenecektir.

3.4. Taze Havanın CO₂ Seviyesine Göre Modellenmesi

Kapalı bir ortamdaki CO₂ konsantrasyonu, birçok değişkene bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Bunlar; ortamdaki insan sayısı, insanların ağırlığı ve boyu, solunum katsayısı, metabolizma hızı, kapalı ortamın hacmi ve havalandırma hızıdır.

Öncelikle otobüsteki insan sayısını belirlenmelidir. Şehirlerarası yolcu otobüslerinde koltuk sayıları modele göre değişmektedir. Yolcu otobüslerinde koltuk sayısı 46 ile 52 arasında değişmektedir. Simülasyonda insan sayısı (*i*); 48 adet olarak alınmıştır.

Her bir yolcunun kütlesi ve boyuna göre vücut yüzey alanları (Kalema ve Viot 2014):

$$A_b = 0.202W_b^{0.425}H_b^{0.725} \quad (3.2)$$

eşitliğinden bulunmuştur. Bu denklemde W_b ; yolcu kütlesi, H_b ise; yolcu boyudur.

Her insanın metabolik faaliyetleri ve solunum katsayısı birçok duruma göre farklılık göstermektedir. Normal bir beslenme biçimi olan sağlıklı bir insan için solunum katsayısı (R) = 0.83 alınabilir (REHVA 2010). Metabolizma hızı (M), ofiste oturarak yapılan aktiviteler için 1.2 *met* olarak alınmıştır (Şekil 3.2). Şehirlerarası otobüslerde yolcular genelde oturarak seyahat etmektedir. Bu yüzden otobüs ve ofiste oturan bireylerin metabolizma hızları (hareketlilik düzeyi) aynı kabul edilmiştir.

Kişi başı CO₂ üretimi ($\dot{V}_{CO_2}$),

$$\dot{V}_{CO_2} = R \times \frac{0.00276.A_b.M}{0.23.R+0.77} \quad (3.3)$$

ifadesinden bulunmuştur. Bu denklem sonucunda CO₂ üretim miktarı dm^3/s cinsinden bulunmuştur.

Kapalı bir alandaki CO₂ konsantrasyonunun zamanla değişimi ise (Kalema ve Viot 2014):

$$C(t) = C_d + \frac{\dot{V}_{T,CO_2} \cdot 10^6}{\dot{V}} + \left(C(0) - C_d - \frac{\dot{V}_{T,CO_2} \cdot 10^6}{\dot{V}} \right) \cdot e^{-n.t} \quad (3.4)$$

$$n = \dot{V}/V_k$$

formülü kullanılarak belirlenmiştir.

Bu formülde;

C_d = Dış ortam CO₂ miktarı (ppm)

$C(0)$ = İç ortam CO₂ miktarı ($t = 0$ anında) (ppm)

$\dot{V}_{T,CO_2}$ = Toplam CO₂ üretim miktarı (dm^3/s)

$\dot{V}$ =Havalandırma hızı veya taze hava debisi (dm^3/s)

V_k =Otobüs kabininin hacmi (m^3)

Çalışmada kullanılan sabit parametrelerin değerleri Çizelge 3.2’de verilmiştir. Çizelge 3.2’de sunulan parametreler ışığında yukarıda belirtilen formüller ile kapalı bir ortamdaki CO₂ miktarının zamanla değişiminin ne olacağı hesaplanarak farklı taze hava debileri için CO₂ miktarındaki değişimi gösteren bir grafik elde edilmiştir. Böylece otobüs kabine alınması gereken en ideal taze hava debisi veya debileri belirlenmiştir.

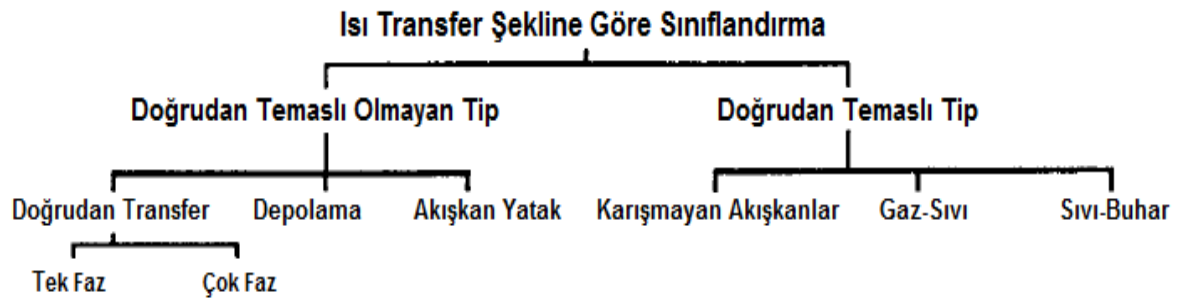
Çizelge 3.2. CO₂ konsantrasyonu hesabında kullanılan veriler

Veri	Değeri
Yolcu ortalama vücut ağırlığı	80 kg
Yolcu ortalama boyu	1.80 m
Yolcu metabolizma hızı	1.2 met
Yolcu sayısı	48 kişi
Otobüs boyutu (boy / en / yükseklik)	12 m / 2.4 m / 3.3 m
İç ortam CO ₂ miktarı	400 ppm

3.5. Isı Değiştiricilerinin Transfer Şekline Göre Sınıflandırılması

Farklı sıcaklıkta ve ısıl temas halinde iki veya daha fazla akışkan ya da katı yüzey ve bir akışkan arasında ısı enerji transferi gerçekleştiren cihazlara ısı değiştiriciler denmektedir. Isı değiştiricilerde, genellikle dışardan ısı girişi ve iş etkileşimi gerçekleşmez. Akışkan ısıtma, soğutma, buharlaştırma ve yoğunlaştırma işlemlerinin olduğu uygulamalarda kullanılmaktadır.

Isı değiştiricilerinin, ısı transfer şekline göre sınıflandırılması Şekil 3.5’de görülmektedir. Doğrudan temaslı olmayan ve doğrudan temaslı olarak iki sınıfa ayrılırlar.



Şekil 3.5. Isı değiştiricilerinin ısı transfer şekline göre sınıflandırılması (Shah ve Sekulic 2003)

Bu bölümde, ısı değiştiricileri ısı transfer şekline göre sınıflandırılacaktır. Doğrudan temaslı olmayan ısı değiştiricileri özetlenecektir. Isı değiştirici tasarımında önemli olan akış düzenleri incelenecek ve ısı değiştiricisi tasarımı için uygun bir akış düzeni seçilecektir.

3.5.1. Doğrudan temaslı olmayan ısı değiştiricileri

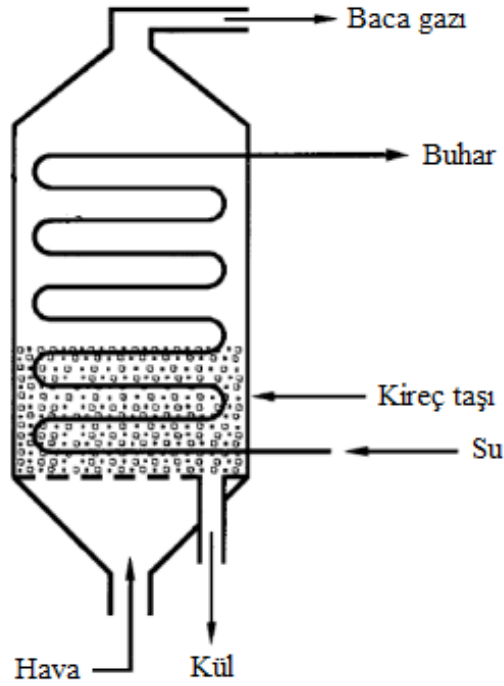
Çoğu ısı değiştiricisinde, akışkanlar bir duvar, zar veya katı malzeme tarafından ayrılır. Isı transferi bu ayırıcı duvar vasıtasıyla gerçekleşir. Akışkanlar birbirine temas etmez ve karışmaz. Bu gibi ısı değiştiricileri ‘doğrudan temaslı olmayan ısı değiştiricileri’ olarak adlandırılmıştır. Şekil 3.5’de görüleceği gibi, bu tip ısı değiştiricileri doğrudan transfer tipi, depolama tipi ve akışkan yatak olarak üç gruba ayrılabilir.

Doğrudan transfer tipi değiştiricilerde, sıcak akışkandan soğuk akışkana bir ayırıcı duvar üzerinden devamlı ısı transfer edilir. Her bir akışkan, ayrı bölmeler içerisinde hareket eder ve karışmazlar. Bu tip ısı değiştiricileri ‘reküperatör’ olarak adlandırılır. Bu tip ısı değiştirici örnekleri ise; borulu, plakalı ve kanatlı tip ısı değiştiricileridir.

Reküperatörler, esas olarak sade yüzey ve genişletilmiş yüzey ısı değiştiricileri olarak sınıflandırılabilir. Sade yüzey ısı değiştiricilerinde herhangi bir akışkan tarafında kanatçık veya genişletilmiş yüzey bulunmaz.

Depolama tipi değiştiricilerinde, her iki akışkan sırayla aynı bölmeden geçer ve dolayısıyla ısı transferi aralıklıdır. Akışın gerçekleştiği bölme genellikle gözeneklidir ve ısı transferi bu bölmede (ısı transfer yüzeyinde) gerçekleşir. İlk önce sıcak akışkan bu bölmeden geçerek bölmeyi ısıtır. Daha sonra aynı bölmeden soğuk akışkan geçer ve yüzeyden ısı transfer eder. Akış bölmesi ya da ısı transfer yüzeyi matris denilen hücresel veya gözenekli bir yapıya sahiptir. Bu tip ısı değiştiricisinde, reküperatörlerde olduğu gibi ısı sürekli iletilmez. Isı, matris duvarları tarafından aralıklı olarak depolanır ve iletilir. Bu tip ısı değiştiricilere rejeneratör de denmektedir (Shah ve Sekulic 2003).

Akışkan yataklı ısı değiştiricilerinde ise, iki akışkandan biri borulardan geçerken, diğeri sıcak katı parçacıkların arasından geçmektedir. Bu akış tipinde yatak içerisinden geçirilen akışkanın hızı çok önemlidir. Eğer akışkanın hızı düşük ise, katı parçacıklar yatak içerisinde sabit kalacaktır ve akışkan yatak içerisindeki açıklıklardan geçecektir. Eğer akışkan hızı yüksek ise, katı parçacıklar akış ile beraber taşınarak, diğer akışkanın akış alanı etrafında homojen olarak dağılacaktır. Böylece sıcak katı parçacıklarla, diğer akışkan arasında daha iyi bir ısı transferi olacaktır. En uygun akışkan hızı için, yukarı çekiş kuvveti, parçacıkların ağırlığından çok az yüksek olmalıdır (Shah ve Sekulic 2003). Bu ısı değiştiricisinin çalışma prensibi, Şekil 3.6’da verilen şematik diyagramda gösterilmiştir.



Şekil 3.6. Akışkan yataklı ısı değiştiricisi şematik görünümü (Shah ve Sekulic 2003)

Bu ısı değiştiricilerinden sadece reküperatör olarak da adlandırılan doğrudan transfer tipi ısı değiştiriciler bu çalışmada kullanılmıştır.

3.5.2. Doğrudan temaslı ısı değiştiricileri

Doğrudan temaslı ısı değiştiricilerinde, sıcaklıkları farklı iki akışkan doğrudan temas ederler, ısı transferi gerçekleşir ve sonra ayrılırlar. Bu tip ısı değiştiricileri ısı transferinin yanında kütle transferi de gerçekleştirebilir. Buharlaşmalı soğutma yapan ıslak soğutma kuleleri buna örnek olarak verilebilir.

Şekil 3.5'te görüleceği gibi, bu tip ısı değiştiricileri, karışmayan akışkanlar, gaz-sıvı ve sıvı-buhar olmak üzere üçe ayrılmıştır.

Doğrudan temaslı olmayan ısı değiştiricileri ile karşılaştıracak olursak;

- Duyulur ısı transferine ek olarak gizli ısı transferi de yapabildiklerinden dolayı yüksek ısı transfer oranlarına ulaşılabilir.
- Ara yüzeyler kullanılmadığından, tıkanma problemleri yoktur.

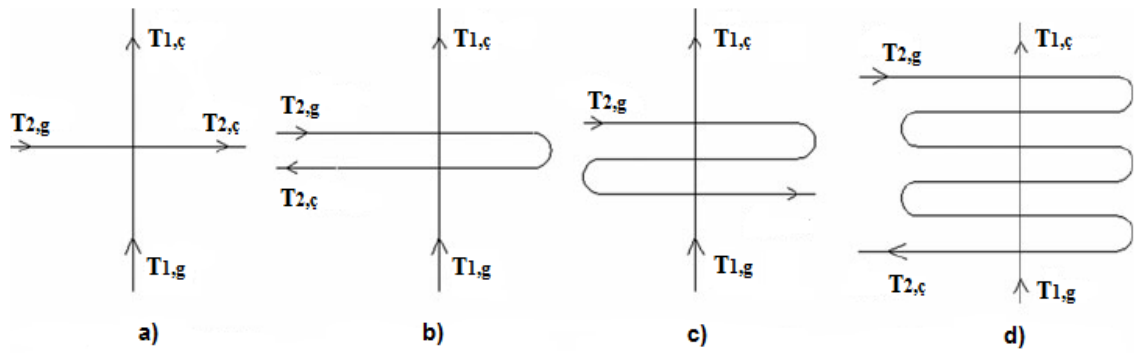
Bu tip bir ısı değiştiricisinin, çalışma kapsamında kullanılması uygun değildir. Çünkü akışkanlar doğrudan temas etmektedir. Bu çalışmada kullanılan iki farklı akışkan da havadır ve bu akışkan temas halinde karışır. Benzer olarak karışım odalarını örnek verebiliriz. Aynı debide ve farklı sıcaklıklarda iki hava akımının bir karışım odasında karıştığını varsayalım. Bu durumda ısı transferi, birinci kanun gereği ortalama sıcaklık değerine kadar gerçekleşecektir. Ters veya çapraz akışlı reküperatörlerde ise akışkanlar birbirine karışmadığından dolayı, her bir akışkanın çıkış sıcaklığı teorik olarak diğerinin

giriş sıcaklığına kadar getirilebilir. Simülasyonunu yaptığımız ısı geri kazanım cihazının, yukarıda belirtilen nedenlerden dolayı doğrudan temaslı olmayan bir ısı değiştiricisi olmasına karar verilmiştir.

3.6. Isı Değiştiricilerinin Akış Düzenine Göre Sınıflandırılması

Bir ısı değiştiricisinde, aralarında ısı transferi gerçekleşen iki akışkan bulunmaktadır. Bu cihazlar akış düzenine göre, tek geçişli ve çok geçişli olmak üzere ikiye ayrılmaktadır.

Eğer her iki akışkanda eşanjörden bir defa geçiyorsa tek geçişli akış düzeni, eğer akışkanlardan herhangi biri, iki ya da daha fazla geçiş yapıyorsa, çok geçişli akış düzeni olarak adlandırılabilir. Şekil 3.7’de akış düzenleri net olarak görülmektedir.



Şekil 3.7. Isı değiştiricisi akış düzenleri: a) tek geçişli, b) iki geçişli, c) üç geçişli, d) çok geçişli (Shah ve Sekulic 2003)

İki ve üç geçişli ısı değiştiricileri, sınıflandırma yapılırken çok geçişli akış düzeni içerisinde yer almaktadırlar. Şekil 3.8’de görüleceği üzere, ısı değiştiricileri akış düzenlerine göre tek geçişli ve çok geçişli olmak üzere iki gruba ayrılmıştır.



Şekil 3.8. Isı değiştiricisinin, akış düzenine göre sınıflandırılması (Shah ve Sekulic 2003)

Simülasyonunu yaptığımız ısı geri kazanım sistemi, tek geçişli akış düzenine sahip bir ısı değiştiricisi olduğundan, tek geçişli akış ve alt başlıkları üzerine araştırma yapılmıştır. Aşağıdaki bölümlerde tek geçişli ısı değiştiricilerinden ve tek geçişli çapraz akışlı ısı değiştiricisi seçilme nedeninden bahsedilmiştir.

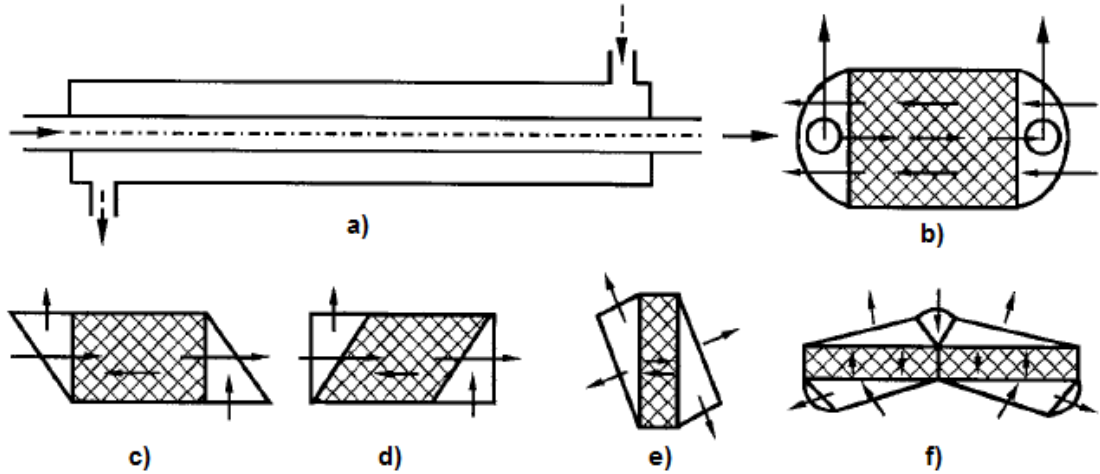
3.7. Tek Geçişli Isı Değiştiricileri

Bu bölümde tek geçişli ısı değiştiricileri hakkında kısa bilgiler verilecek, şehirlerarası otobüslerde havalandırma sisteminde kullanılacak ısı değiştiricisi seçimi yapılacaktır. Bu tip ısı değiştiricileri; ters akış, paralel akış, çapraz akış, ayrılmış akış ve bölünmüş akış olarak beş gruba ayrılabilir (Şekil 3.8).

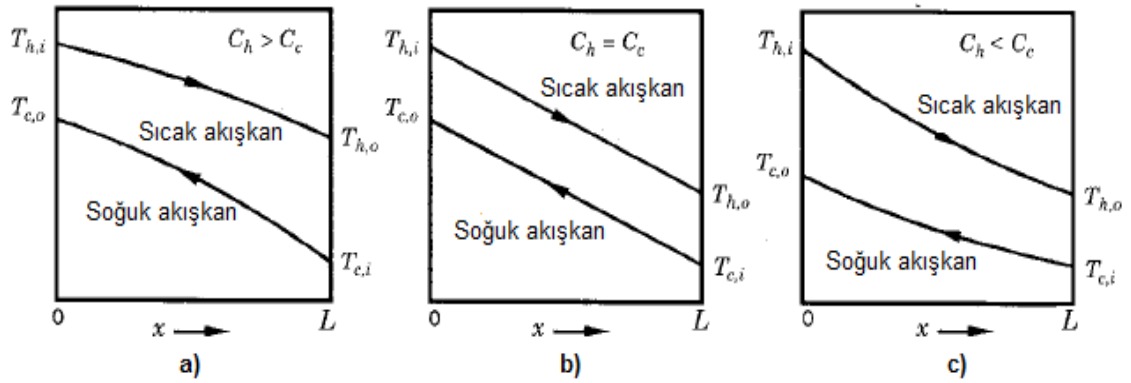
3.7.1. Ters akışlı ısı değiştiricisi

Isı değiştiricisinden geçen, sıcaklıkları farklı iki akışkan birbirine paralel olarak akarlar. Fakat ters yönde bir akış gerçekleştirirler. Şekil 3.9’da ters akış düzeni, farklı ısı değiştirici tasarımları üzerinde gösterilmiştir. Şekil 3.9’da görüldüğü üzere, ısı değiştiricisi türleri veya tasarımları farklı olsa bile akışkanların akış yönü birbirine zıt yönde gerçekleşmektedir.

Ters akış için her iki akışkanın sıcaklık değişimleri, tek boyutlu olarak Şekil 3.10’da gösterilmiştir. Şekil 3.10’da görüleceği gibi, ters akış düzeni termodinamik açıdan diğer akış düzenlerinde daha üstündür. Yüksek sıcaklık değişimleri için üretilen en verimli akış düzenidir.



Şekil 3.9. Ters akış düzeni: a) çift borulu ısı değiştiricisi, b-f) farklı boyutlu plakalı ısı değiştiricileri (Shah ve Sekulic 2003)



Şekil 3.10. Tek fazlı akış için ters akışlı ısı değiştiricisi sıcaklık dağılımı: $C_h = (\dot{m} \times c_p)_h$ sıcak akışkan ısı kapasitesi, $C_c = (\dot{m} \times c_p)_c$ soğuk akışkan ısı kapasitesidir (Shah ve Sekulic 2003)

Isı değiştiricilerinde sıcak ve soğuk akışkana maruz kalan yüzeyler arasında sıcaklık farkından dolayı ısı gerilmeler meydana gelir. Ters akışlı ısı değiştiricilerinde ısı transfer yüzeyinin her iki ucundaki sıcaklık farkı diğer akış düzenlerine göre daha yüksektir. Bu durum ısı değiştiricisi ısı transfer yüzeyi yüksek bir ısı gerilme meydana getirir.

Şekil 3.9'a tekrar bakılacak olursa, plakalı ısı değiştiricilerinin (b-f) akışkan giriş ve çıkış bölmesi (başlık) tasarımları değişiklik göstermektedir. Giriş ve çıkış başlık şekillerinin farklılıklar göstermesi, ters akışlı ısı değiştiricisi tasarımını oldukça zorlaştırır. Ayrıca başlıklar, ısı değiştiricisi boyutlarının artmasına neden olmaktadır.

3.7.2. Paralel akışlı ısı değiştiricisi

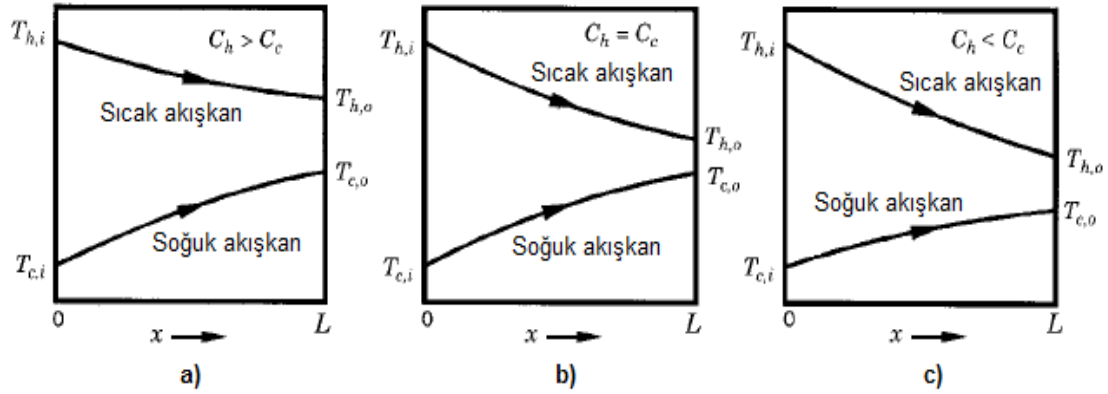
Her iki akışkan aynı yönde, birbirlerine paralel olarak ısı değiştiricisine birlikte girer ve ısı değiştiricisinden birlikte çıkarlar. Önceki bölümde verilen Şekil 3.9.a'daki kesik okların tersine çevrilmesi ile paralel akış tasvir edilebilir.

Paralel akış için her iki akışkanın sıcaklık değişimleri, tek boyutlu olarak Şekil 3.11'de gösterilmiştir. Paralel akışlı ısı değiştiricilerinde sıcak ve soğuk akışkan giriş sıcaklıkları ısı transferi sonucu neredeyse ortalama bir sıcaklık değerinde çıkarlar. Ayrıca bu durum ısı transfer yüzeyinin sabit bir sıcaklıkta kalmasına neden olur. Bu nedenle paralel akışlı ısı değiştiricisi yüzeyi üzerinde küçük ısı gerilmeler meydana gelir. Bu akış düzeni, tek geçişli ısı değiştiricileri arasında en düşük etkenlik değerine sahiptir. Bu yüzden yüksek sıcaklıklı uygulamalarda kullanılmak istenmez.

Paralel akışlı ısı değiştirici için en düşük duvar sıcaklığı, aynı giriş sıcaklığı, NTU değeri ve ısı kapasitesinde (C_c veya C_h) diğer akış düzenlerinden daha yüksektir. O yüzden bu akış düzeni, yüksek sıcaklık etkenliği gerektiren uygulamalarda istenmemesine rağmen bazı uygulamalarda kullanılabilir. Örnek verecek olursak, egzoz gazı ısını değerlendiren proseslerde kullanılabilir. Eğer egzoz gazında asit buharı

bulunuyorsa, paralel akışlı ısı değıştircisi asit buharlarının yoğuşmasını minimize eder veya önler. Dolayısıyla metal korozyonuna da engel olur.

Ayrıca aynı giriş sıcaklığı, NTU değeri ve ısı kapasitesinde (C_c veya C_h), paralel akışlı ısı değıştircisinin en yüksek duvar sıcaklığı diğer akış düzenlerine göre daha düşüktür. Bu durum duvar materyali seçimi, kirlenme ve akışkan bozunması gibi problemleri minimize edebilir.



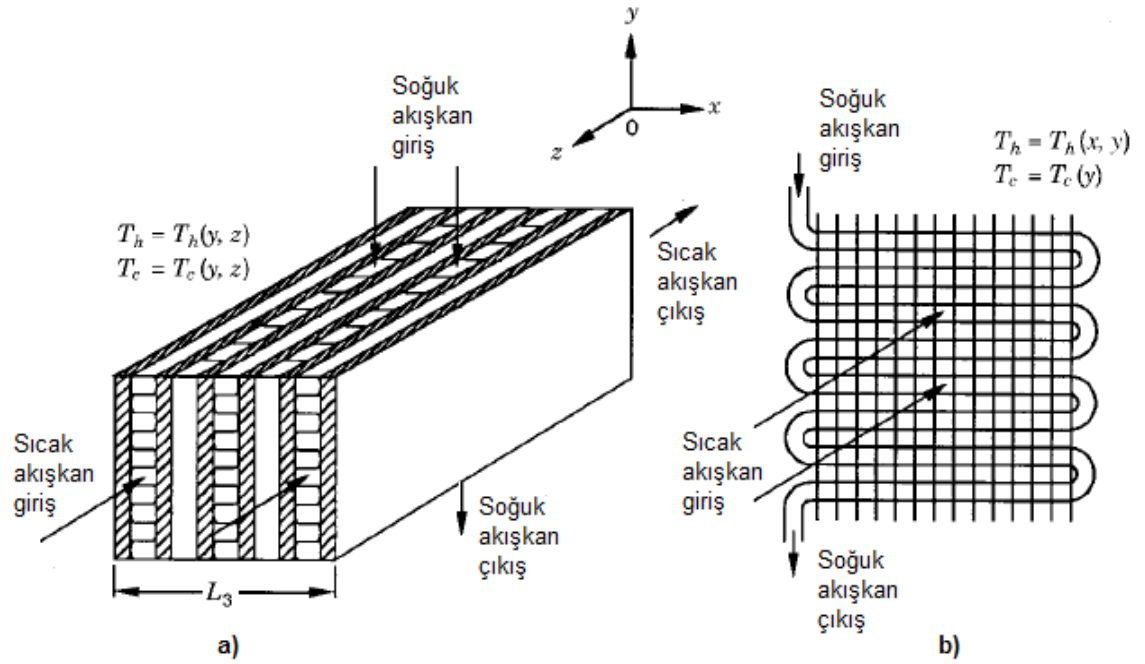
Şekil 3.11. Tek fazlı akış için paralel akışlı ısı değıştircisi sıcaklık dağılımı (Shah ve Sekulic 2003)

3.7.3. Çapraz akışlı ısı değıştircisi

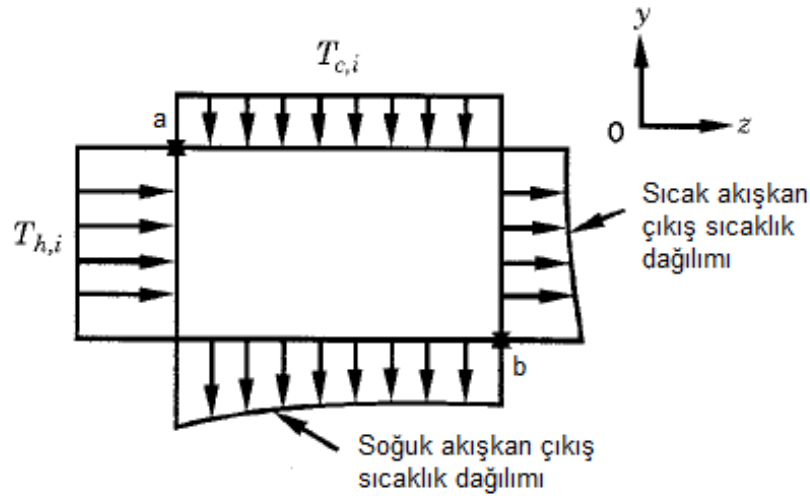
Bu tip akış düzenine sahip ısı değıştircisinde, her iki akışkan birbirini çapraz kesecek şekilde ters yönlerde akmaktadır. Şekil 3.12’de çapraz akış düzeni, farklı tasarımlar örnek verilerek gösterilmiştir.

Çapraz akış için akışkanların sıcaklık değışimleri, iki boyutlu olarak Şekil 3.13’te gösterilmiştir. Isı değıştircinin etkenliği termodinamik açıdan, ters akış ve paralel akış düzenlerinin arasında yer almaktadır. Sıcak ve soğuk akışkan giriş köşelerinde büyük yapısal sıcaklık farkı meydana gelir. Şekil 3.13’te görülen ‘a’ noktası, bu köşelerde bir tanesidir.

Bu akış düzeni, genişletilmiş yüzeyli ısı değıştircilerinde çok yaygın olarak kullanılan akış düzenlerinde biridir. Çünkü bu akış düzeni, her bir akışkanın giriş ve çıkışındaki başlık tasarımlarını oldukça kolaylaştırır. Çapraz akışlı ısı değıştircisinde yüksek etkenlik değeri (%80 ve üzeri) çıkılabilir. Ayrıca yüzey alanları kanatçıklar vasıtasıyla genişletilerek, daha küçük boyutlarda aynı etkenliğe sahip ısı değıştircileri üretilebilir. Aynı durum ters akışlı ısı değıştircileri için de geçerlidir. Ters akışlı ısı değıştircileri, ısı transfer oranı bakımından daha üstün olduğundan yüksek sıcaklık farklarının olduğu uygulamalarda sıkça tercih edilir. Düşük sıcaklık farklarının olduğu uygulamalarda ise çapraz akışlı ısı değıştircilerinin seçimi daha uygundur. Çünkü ters akışlı ısı değıştircilerinin akışkan giriş ve çıkış bölmesi (başlık) tasarımları ek bir boyut artışına neden olacağından düşük sıcaklık farkının olduğu uygulamalarda çapraz akışlı ısı değıştircileri ön plana çıkmaktadır.



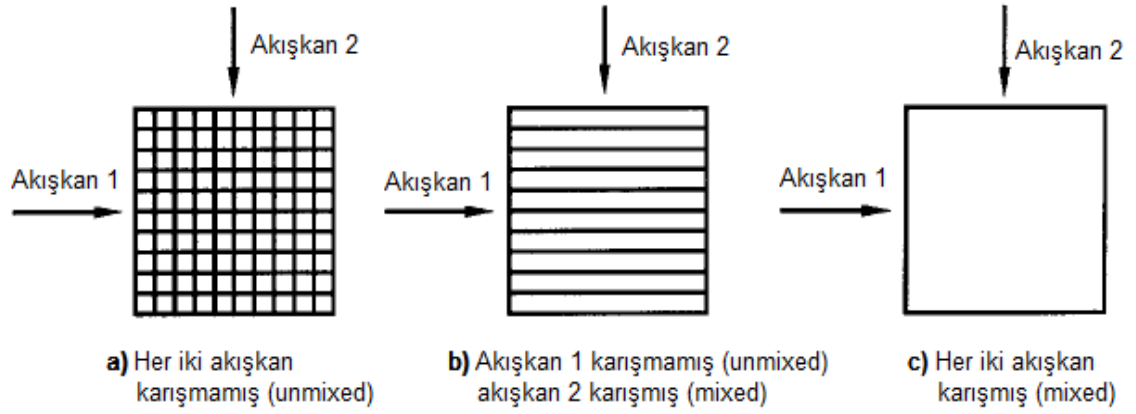
Şekil 3.12. Çapraz akış düzeni: a) Kanatçık plakalı her iki akışkanın karışmadığı ısı değiştiricisi, b) Serpantin (tek boru sıralı) kanatçık borulu akışkanlardan birinin karıştığı diğerinin karışmadığı ısı değiştiricisi (Shah ve Sekulic 2003)



Şekil 3.13. Çapraz akışlı ısı değiştiricisinin giriş ve çıkışlarındaki sıcaklık dağılımları (Shah ve Sekulic 2003)

Bir çapraz akış düzeninde, kanal geometrisine göre ya akışkan karışması meydana gelir ya da gelmez. Bu durum ısı değiştiricisi tasarımına bağlıdır. Bir akışkan, birbirinden ayrılmış çok sayıda ayrı kanal veya borular içerisinden geçiyorsa, bu akışkan akışı ‘karışmayan’ akış olarak düşünülür. Eğer akışkan tek bir kanal veya boru içerisinden geçiyorsa, ‘karışan’ akış olarak adlandırılır. Şekil 3.12a’da sıcak ve soğuk akışkanlar ‘karışmayan’ akış, Şekil 3.12b’de ise soğuk akışkan ‘karışan’ akış iken sıcak akışkan ‘karışmayan’ akış olarak düşünülmüştür. Çünkü soğuk akışkan tek bir kanaldan akmaktadır.

Isı değıştircisi etkenliği, her iki akışkan tarafından artan karıştırma ile azalmaktadır. Bu durum ileriki bölümde (Bölüm 3.9) ϵ -NTU grafikleri üzerinden gösterilecektir. Tek geçişli çapraz akış ısı değıştircileri için 3 farklı akış düzeni Şekil 3.14'te verilmiştir. Bu akış düzenlerinin üçü de ısı değıştirci tasarımlarında kullanılmaktadır.

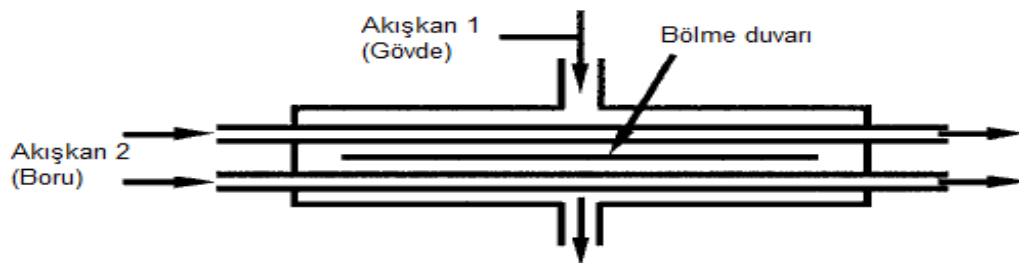


Şekil 3.14. Tek geçişli çapraz akış ısı değıştircisi için akış düzenleri (Shah ve Sekulic 2003)

Çapraz akışlı ısı değıştircileri, düşük sıcaklıklı uygulamalarda (klima santralleri, havalandırma v.b) yaygın olarak kullanılmaktadır. Giriş ve çıkış bölmeleri ek bir parça gerektirmeden doğrudan ana sisteme entegre edilebilir. Etkenliği, termodinamik açıdan paralel akıştan fazla, ters akıştan ise daha azdır. Ters akışlı ısı değıştirciler, termodinamik açıdan daha avantajlı olmasına karşın, entegrasyon kolaylığı ve ek parçaya ihtiyaç duymaması bakımından çapraz akışlı cihazlar önem kazanmaktadır.

3.7.4. Bölünmüş akışlı ısı değıştircisi

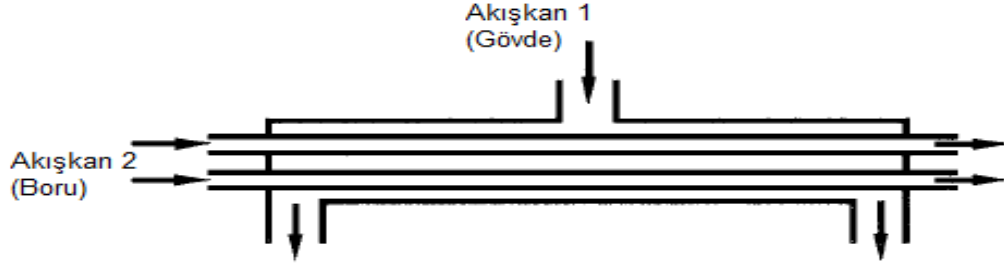
Bu ısı değıştircisi Şekil 3.15'de görölmektedir. Birinci akışkan, ısı değıştirci merkezinden gövdenin içerisine girer ve iki farklı akışa bölünür. Bu akışlar ısı değıştircisi uzunluğu boyunca bölme duvarı üzerinde paralel olarak ilerler. Sonra 180° dönüş yaparak aynı şekilde ilerler ve merkezdeki nozuldan çıkar. İkinci akışkan ise boru içerisinden doğruca akar (Shah ve Sekulic 2003).



Şekil 3.15. Tek geçişli bölünmüş akışlı gövde borulu ısı değıştircisi (Shah ve Sekulic 2003)

3.7.5. Ayrı akışlı ısı değıştircisi

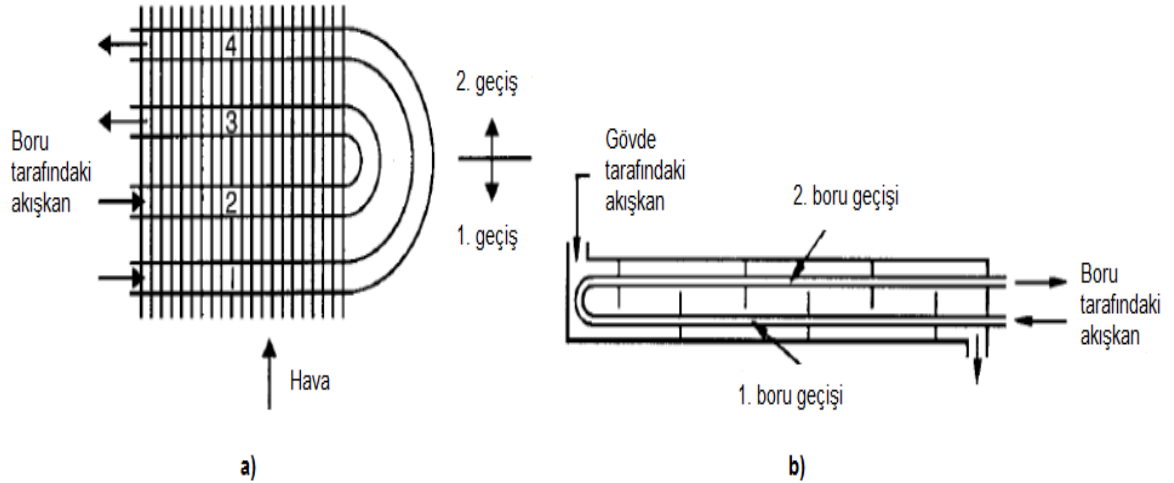
Ayrı akışlı ısı değıştircisi Şekil 3.16’da görölmektedir. Birinci akışkan ısı değıştircisi merkezinden girer ve iki akışa bölünür. Bu akışlar ısı değıştircisi uzunluğu boyunca akarak ısı değıştircisinin iki tarafında bulunan nozıllardan çıkar. Bu ısı değıştircisinde borulara paralel bir bölme duvarı yoktur (Shah ve Sekulic 2003).



Şekil 3.16. Tek geçişli ayrı akışlı gövde borulu ısı değıştircisi (Shah ve Sekulic 2003)

3.8. Çok Geçişli Isı Değıştircileri

Bu tip ısı değıştircileri, çok yüksek akışkan hızları ve çok yüksek bir verim elde edilmek istendiğinde kullanılmaktadır. Birbirine bağlanmış birden fazla tek geçişli ısı değıştircisi olarak da düşünölebilir. En önemli avantajı, toplam etkenlik değeri, tek geçişli sisteme göre daha yüksek olmasıdır. En büyük dezavantajı ise boylarının çok uzun olmasıdır. Genişletilmiş yüzeyli (kanatçıklı) (Şekil 3.17a), gövde borulu (Şekil 3.17b) ve levhalı olarak üç gruba ayrılabilir.



Şekil 3.17. Çok geçişli ısı değıştircileri: a) Genişletilmiş yüzeyli (kanatçıklı), b) Gövde borulu (Shah ve Sekulic 2003)

3.9. ε -NTU Metodu

ε -NTU metodu, ısı değiştiricisi etkenlik analizinde yaygın olarak kullanılan bir çözüm yöntemidir. Bu yöntem, sıcak ve soğuk akışkanların çıkış sıcaklıklarının bilinmediği durumlarda kullanılabilecek en uygun yöntemdir. LMTD yöntemi ise, sıcak ve soğuk akışkanların çıkış sıcaklıklarının belli olduğu uygulamalarda, ısı değiştiricisi boyutlarını belirlemede ve seçimini yapmada kullanılan bir yöntemdir. Bu çalışma kapsamında, ısı değiştiricisi çıkış sıcaklıkları ve etkenliği bilinmediğinden dolayı ε -NTU metodu kullanılacaktır.

Her iki akışkanın giriş sıcaklıkları ve kütleli debileri bilindiğinde, ısı değiştiricisinde mümkün olabilecek en fazla ısı transfer miktarı ($\dot{Q}_{max}$) belirlenebilir. Etkenlik ise, ısı değiştiricisi geometrisine ve akış düzenine bağlıdır. Bu yöntemde kullanılan etkenlik formülü aşağıda verilmiştir.

$$\varepsilon = \frac{\text{Gerçek Isı Transferi}}{\text{Mümkün Olan En Fazla Isı Transferi}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (3.5)$$

$$\dot{Q} = C_c \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) = C_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (3.6)$$

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (3.7)$$

Bu metotta ısı değiştiricisinin etkenliği, iki boyutsuz sayı (NTU ve C_r) ile fonksiyonel ve grafiksel olarak belirlenebilir. NTU boyutsuz sayısı, ısı değiştiricisi geometrisine ve akış düzenine göre belirlenmektedir. Transfer birim sayısı (NTU) ve ısı kapasite oranı (C_r) aşağıda verilmiştir.

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}}, \quad C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.8)$$

Isı değiştiricisi etkenliği fonksiyonel olarak aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$\varepsilon = f(NTU, C_r) \quad (3.9)$$

Çok sayıda ısı değiştiricisi için etkenlik bağıntıları geliştirilmiştir. Paralel, ters ve çapraz akışlı ısı değiştiricileri için bu bağıntılar Çizelge 3.3'de gösterilmektedir.

Çizelge 3.3. ε -NTU yöntemi etkenlik bağıntıları (Incropera ve Dewitt 2011)

Isı değiştiricileri için etkenlik bağıntıları : $NTU = UA / C_{\min}$ ve
 $c = C_{\min} / C_{\max} = (\dot{m}C_p)_{\min} / (\dot{m}C_p)_{\max}$

Isı değiştiricisi tipleri	Etkenlik bağıntısı
1 Paralel akış	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
2 Ters akış	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$
3 Çapraz akış (tek geçişli)	
Her iki akışkanın karışmadığı	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1] \right\}$
$C_{\max}$ karışan $C_{\min}$ karışmayan	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp \{1 - c[1 - \exp(-NTU)]\})$
$C_{\min}$ karışan $C_{\max}$ karışmayan	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$
4 Tüm ısı değiştiricileri	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

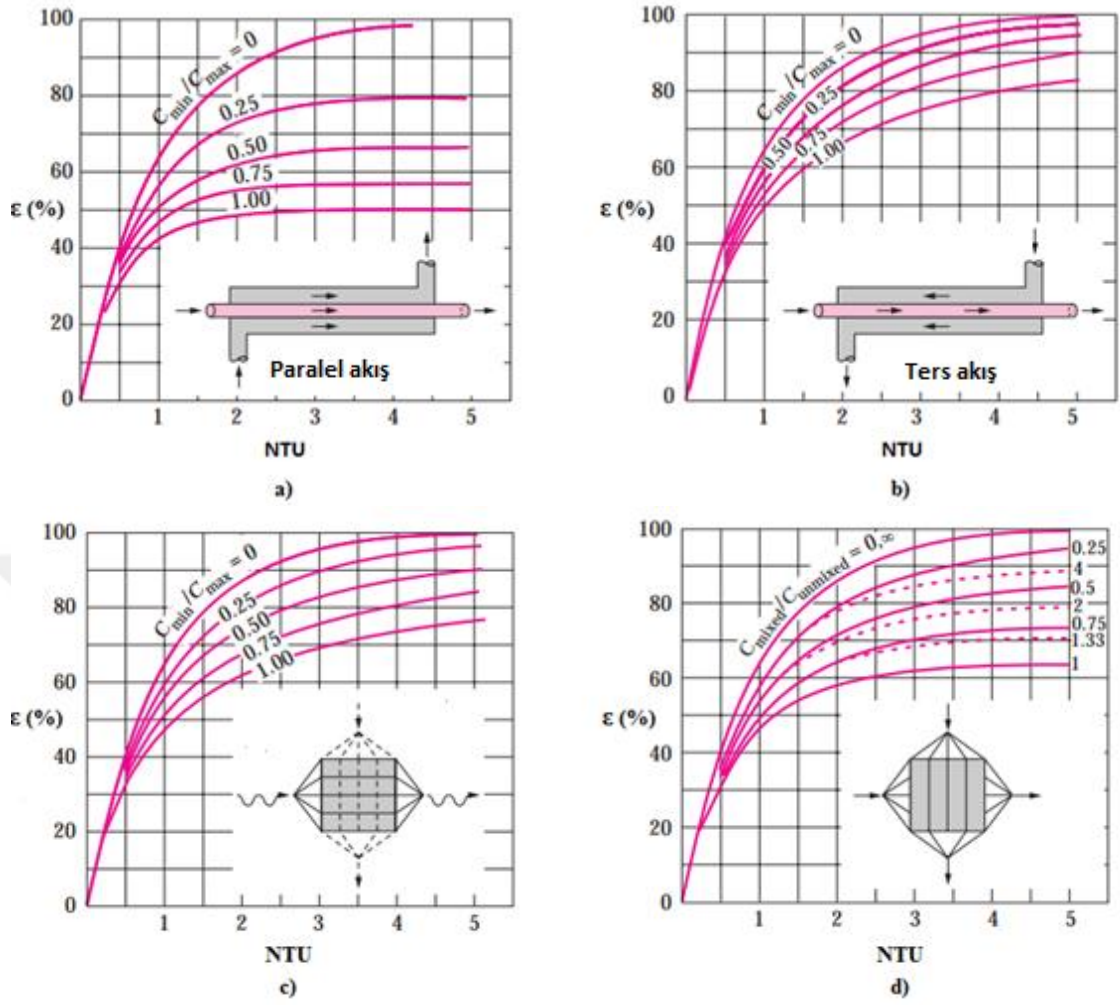
Burada, $c = C_r$; ısıl kapasite oranı olarak verilmiştir. ε -NTU yöntemi farklı akış düzenleri için farklı sonuçlar vermektedir. Isıl kapasite oranı ve NTU değerindeki değişime bağlı olarak farklı akış düzenlerindeki ısı değiştirici etkenlikleri Şekil 3.18'de grafiksel olarak görülmektedir. Bu grafikler ve formüller,

$$0 < C_r < 1,$$

aralığı için geçerlidir.

Paralel akışlı bir ısı değiştiricisinin etkenlik katsayısı, aynı NTU ve C_r değerlerinde diğer akış şekillerine göre daha düşüktür (Şekil 3.18). Çapraz akış düzeni için iki farklı durum göstermiştir (Şekil 3.18c,d). Bu iki farklı akış şekli etkenlik katsayılarına göre karşılaştırılırsa; sıcak ve soğuk akışkanlardan ikisinin de karışmayan akış şekline sahip olduğu ısı değiştiricisinin, diğerine göre daha üstün olduğu görülmektedir.

Ters akış düzeni etkenlik değeri olarak diğer akış düzenlerinden daha üstün görünmesine rağmen akışkan giriş ve çıkış bölmeleri (başlıklar) tasarımları ek bir boyut artışına neden olacağından, özellikle düşük sıcaklıklı uygulamalarda, her iki akışkanın karışmadığı çapraz akış düzenine sahip ısı değiştiricilerinin kullanımı daha uygun görülmüştür.



Şekil 3.18. NTU ve C_r bağlı etkenlik (ϵ) grafikleri; a) Paralel akış, b) Ters akış, c) Her iki akışkanın karışmadığı çapraz akış, d) Akışkanlardan birinin karıştığı diğerinin karışmadığı çapraz akış (Incropera ve Dewitt 2011)

3.10. Reküperatörlerin Modellenmesi

Ters akışlı ısı değıştircilerinin giriş ve çıkış bölmeleri ek bir boyut artışına neden olacağından çalışmanın uygulanacağı şehirlerarası otobüslerde fazladan alan ihtiyacı ortaya çıkarabilir. Bu durum çapraz akışlı ısı değıştircilerinin bu çalışma için ön plana çıkarmıştır. Çapraz akışlı ısı değıştircileri düşünüldüğünde ise, her iki akışkanın karışmadığı durum için elde edilen cihaz etkenlikleri diğerlerinden daha yüksektir. Bu sebepler doğrultusunda çalışmada her iki akışkanın karışmadığı çapraz akışlı ısı değıştircisinin modellenmesine karar verilmiştir.

Bu bölümde belirlenen akış özelliğine sahip düz plakalı ve dalgalı çubuk kanatçıklı olmak üzere iki farklı reküperatörün modellenmesi esansında izlenen yol ve kullanılan formülasyonlar açıklanmıştır. Çıkış sıcaklıkları ve cihazın etkenliği bilinmediğinden her iki cihazın modellenmesinde ϵ -NTU yöntemi kullanılmıştır.

3.10.1. Genel denklemler

Isı değiştiricisi ısıl tasarım yöntemleri, ısı değiştiricisi performans hesabı ve boyutlandırmasını içermektedir. Bu yöntemlerde kullanılan başlıca iki önemli bağıntı vardır. Bunlar

Enthalpi denklemi:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_j = \dot{m}_j \cdot \Delta h_j \quad (3.10)$$

Isı transfer denklemi:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (3.11)$$

Isı alışverişi olan açık bir sistemde ısı transfer miktarı ($\dot{Q}$), entalpi oranındaki değişim ile ilişkilidir. Tek fazlı akışkan akışlarında entalpi değişimi sabit basınç altında aşağıdaki gibi yazılabilir:

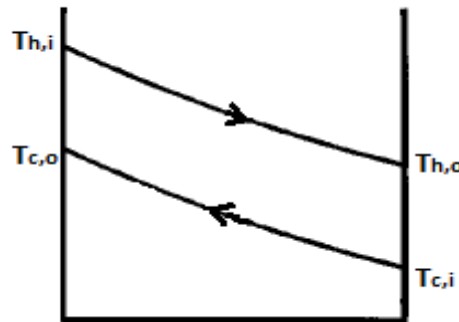
$$\dot{m}_j \cdot \Delta h_j = (\dot{m} \cdot c_p)_j \cdot \Delta T_j \quad (3.12)$$

Transfer edilen ısı miktarı, ısı transfer alanı ve ortalama sıcaklık farkı ile doğru orantılıdır. Reküperatörlerde, ortalama sıcaklık farkı (ΔT_m) yerine, logaritmik sıcaklık farkı (ΔT_{ln}) kullanılmaktadır. Sıcak ve soğuk akışkanların arasında transfer edilen ısı enerjisi birbirine eşittir ve enerji dengesi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ln} = (\dot{m} \cdot c_p)_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = (\dot{m} \cdot c_p)_c \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (3.13)$$

(3.11) ve (3.12) numaralı denklemler sıcak ve soğuk akışkan arasındaki ısı transfer miktarını ($\dot{Q}$) belirtmede kullanılmıştır.

Burada, $T_{h,i}$; sıcak akışkan giriş sıcaklığı, $T_{h,o}$; sıcak akışkan çıkış sıcaklığı, $T_{c,i}$; soğuk akışkan giriş sıcaklığı, $T_{c,o}$; soğuk akışkan çıkış sıcaklığıdır. Akışkan akışı sırasında herhangi bir faz değişimi gerçekleşmemektedir. Reküperatör boyunca sıcaklık farkının değişimi Şekil 3.19’da görölmektedir.



Şekil 3.19. Reküperatör boyunca sıcaklık farkının değişimi

Şekil 3.19’da verilen sıcaklık farkından yararlanılarak, reküperatördeki logaritmik sıcaklık farkı:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})}} \quad (3.14)$$

şeklinde yazılabilir.

Kanal içerisinden akışta, akışkan özelliklerinin tespit edilebilmesi için ortalama sıcaklıklar kullanılmalıdır. Sıcak ve soğuk akışkan için ortalama sıcaklıklar,

$$(T_m)_h = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} \quad (3.15)$$

$$(T_m)_c = \frac{T_{c,o} + T_{c,i}}{2}$$

ile bulunmaktadır. Burada, $(T_m)_h$; sıcak akışkan ortalama sıcaklığı, $(T_m)_c$; soğuk akışkan ortalama sıcaklığıdır. Logaritmik sıcaklık farkı (ΔT_{ln}) ve kanal içi ortalama sıcaklık (T_m) tespiti için çıkış sıcaklıklarına ihtiyaç vardır. Bu nedenle başlangıçta, reküperatör etkenlikleri tahmin edilmiştir. Sonra ε -NTU metodu ile bulunan yeni etkenlik değeri ile tahmin edilen etkenlik değeri karşılaştırılmış ve bu iki değer birbirine yakınsayana kadar iterasyon yapılmıştır.

Etkenlik hesaplamalarında, ε -NTU metodu kullanılmıştır. Sıcak akışkandan soğuk akışkana ısı transferi aşağıda ifade edilmiştir:

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot \Delta T_{max} \quad (3.16)$$

Burada ε , ısı değiştiricisi etkenliğidir. Isı değiştiricisi etkenliği (ε) boyutsuz bir sayıdır ve ısı transfer ünite sayısı (NTU), ısı kapasite oranı (C_r) ve akış şekline bağlı olduğundan aşağıdaki gibi fonksiyonel bir şekilde gösterilebilir:

$$\varepsilon = f(NTU, C_r, \text{akış şekli}) \quad (3.17)$$

Simülasyonda kullanılan bu boyutsuz sayılar (ε, NTU, C_r) sırayla belirlenmiştir. Tüm akış şekilleri için geçerli olan ısı değiştiricisi etkenliği aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (3.18)$$

Isı transfer oranı ($\dot{Q}$) ve her iki akışkan için enerji dengesi denklem 3.13’de gösterilmişti. $\dot{m} \cdot c_p = C$ (ısı kapasitesi) şeklinde yazılırsa:

$$\dot{Q} = C_c \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) = C_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (3.19)$$

Sıcak akışkandan soğuk akışkana termodinamik açıdan gerçekleşebilecek maksimum ısı transfer oranı ($\dot{Q}_{max}$) açılırsa:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (3.20)$$

denklemi elde edilir. Burada C_{min} değeri, sıcak ve soğuk akışkanın ısı kapasite değerlerine göre değişmektedir.

$C_c < C_h$ ise:

$$C_{min} = C_c$$

$C_h < C_c$ ise: (3.21)

$$C_{min} = C_h$$

olacaktır.

Denklem 3.17’de gösterilen C_r (ısı kapasite oranı) açılırsa:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{(\dot{m} \cdot c_p)_{min}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{max}} = \begin{cases} \frac{C_c}{C_h} & C_c < C_h \text{ için} \\ \frac{C_h}{C_c} & C_h < C_c \text{ için} \end{cases} \quad (3.22)$$

şeklinde yazılabilir.

Denklem 3.19 ve 3.20’de verilen formüller, denklem 3.18’de yerine yazıldığında:

$$\varepsilon = \frac{C_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c \cdot (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (3.23)$$

elde edilir.

Denklem 3.23’de açık şekilde görüldüğü gibi, etkenlik hesaplaması için gerekli değişkenlerden biri çıkış sıcaklıklarıdır. Fakat çalışmada çıkış sıcaklıkları bilinmemektedir. Bu yüzden simülasyon programının veri tabanına tahmini bir etkenlik değeri girilerek çıkış sıcaklıkları ($T_{h,o}$, $T_{c,o}$) ve toplam ısı transfer katsayısı (U (W/m^2K)) hesaplanacaktır. Sonra ε -NTU yöntemi ile yeni etkenlik değeri belirlenerek, bulunan bu değer tahmin edilen ilk değerle karşılaştırılacaktır. Tahmin edilen değer ile bulunan değer yakınsayana kadar iterasyon yapılacaktır.

NTU, C_r değerleri belirlendikten sonra, ε -NTU yönteminde belirtilen grafik (Şekil 3.18) üzerinden etkenlik değeri okunabilir. Bu grafiğin formüle edilmiş hali simülasyon programlarına tanımlanmıştır. 2. ve 3. simülasyonda kullanılan ve her iki akışkanın da karışmadığı çapraz akışlı ısı değiştiricisi için geçerli olan etkenlik formülü aşağıda verilmiştir (Shah ve Sekulic 2003).

$$\varepsilon = 1 - e^{\left[\left(\frac{1}{C_r}\right) \times NTU^{0.23} \left(e^{(-C_r \times NTU^{0.78})} - 1\right)\right]} \quad (3.24)$$

Burada, C_r değeri Denklem 3.22, NTU değeri ise Denklem 3.25 kullanılarak hesaplanmıştır.

Denklem 3.17’de belirtilen NTU değeri aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$NTU = \frac{U.A}{C_{min}} \quad (3.25)$$

Bu denklemde;

U = Toplam ısı transfer katsayısı (W/m^2K)

C_{min} = Minimum ısı kapasite (W/K)

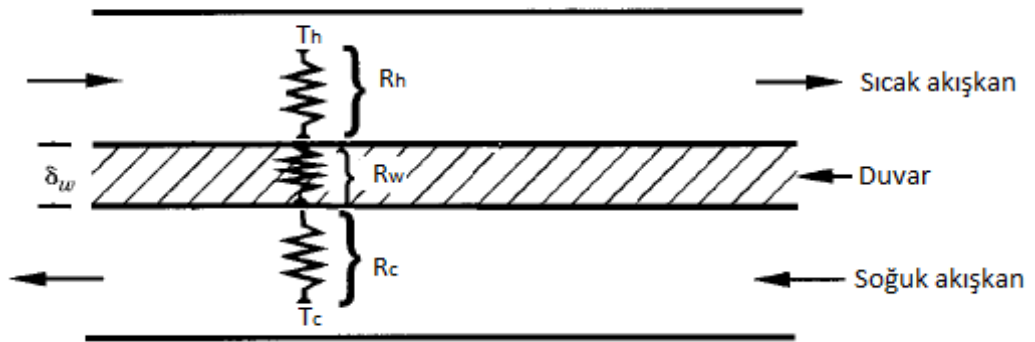
A = Reküperatörün toplam ısı transfer yüzey alanı (m^2)dır.

Denklem 3.11’de belirtilen genel ısı transfer denklemindeki $U.A$ değeri, NTU formülündeki ile aynı değerdir. Bu değer ısı direnç şeklinde yazılırsa,

$$dq = U \cdot dA \cdot \Delta T_m = \frac{\Delta T_m}{R_t} \quad \text{veya} \quad \frac{1}{U.A} = R_t \quad (3.26)$$

olarak ifade edilebilir.

Burada toplam ısı direnç (R_t), Sıcak ve soğuk akışkanı ve levha ısı direncini içine alan dirençlerden oluşmaktadır (Şekil 3.20).



Şekil 3.20. Isıl dirençlerin şematik gösterimi

Toplam ısı direnç (R_t):

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{(\eta_f.h.A)_h} + R_w + \frac{1}{(\eta_f.h.A)_c} \quad (3.27)$$

şeklinde yazılabilir. Bu denklemde η_f ; kanatçık verimi, h ; ısı taşınım katsayısı, A ; toplam yüzey alanı, R_w ise; plakanın ısıl direncidir. Kanatçık etkenliği, ısı taşınım katsayısı ve toplam yüzey alanı ileri ki bölümlerde verilecektir.

Şekil 3.20 dikkate alınarak, plakanın (duvar) ısıl direnç (R_w) şu şekilde yazılabilir:

$$R_w = \frac{\delta_w}{k_w \cdot A_w} \quad (3.28)$$

Bu formülde:

δ_w = Plaka kalınlığı (m)

k_w = Plakanın ısı iletim katsayısı (W/mK)

A_w = Plaka yüzey alanı(m²)dır.

Düz plakalı reküperatörde toplam yüzey alanı (A) ile plaka yüzey alanı (A_w) birbirine eşittir. Dalgalı çubuk kanatçıklı reküperatörde ise, kanatçıklardan dolayı toplam yüzey alanı ile plaka yüzey alanı farklıdır. Bu yüzden farklı simgeler ile gösterilmiştir.

Isı taşınım katsayısı ve yüzey alanı hesaplamaları, ileri ki bölümde her bir reküperatör tasarımı için yapılacaktır. Bu değerler tahmini etkenlik değerine bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Tahmini değerlere yakınsayana kadar işlemler devam edecektir.

3.10.2. Akışkan özelliklerinin tanımlanması

Bir önceki bölümde reküperatör etkenliğinin tahmin edildiğinden ve çıkış sıcaklıklarının bu sayede belirlendiğinden bahsedilmiştir. Ayrıca çıkış sıcaklıkları ve giriş sıcaklıkları baz alınarak kanal içi akışta ortalama sıcaklığın (T_m) tespitine de değinilmiştir. Bu bölümde, ortalama sıcaklık değerleri ile akışkan özellikleri belirlenirken kullanılan formülasyonlar verilecektir.

Waterloo Üniversitesi bünyesindeki Mikro Elektronik Isı Transfer Laboratuvar (MHTL)'ında hava özellikleri üzerine yapılan çalışmalar, tez kapsamında akışkan özelliklerini belirlemede kullanılmıştır. Havanın fiziksel özelliklerini belirlemek için birçok deneysel çalışma yapılmıştır ve atmosfer basıncında, sıcaklığa bağlı korelasyonlar elde edilmiştir. Aşağıda verilen bu korelasyonlar 200 K-400 K sıcaklık aralığında geçerlidir (Culham ve Yovanovich 1984).

Sıcak ve soğuk akışkanların yoğunlukları:

$$\rho = \frac{351.99}{T_m} + \frac{344.84}{T_m^2} (kg/m^3) \quad (3.29)$$

bağıntısı ile bulunmuştur.

Akışkanların dinamik viskozitesi ve ısı iletim katsayılarının tespitinde:

$$\mu = \frac{1.4592 \times T_m^{3/2}}{109.1 + T_m} \times 10^{-6} (kg/m.s) \quad (3.30)$$

$$k = \frac{2.3340 \times 10^{-3} \times T_m^{3/2}}{164.54 + T_m} (W/m.K) \quad (3.31)$$

korelasyonları kullanılmıştır.

Kinematik viskozite ise:

$$\nu = \mu / \rho (m^2/s) \quad (3.32)$$

bağıntısı ile belirlenmiştir.

Isıl yayılım için:

$$\alpha = \left(\begin{array}{c} -4.3274 + (4.1190 \times 10^{-2} T_m) \\ + (1.5556 \times 10^{-4} T_m^2) \end{array} \right) \times 10^{-6} (m^2/s) \quad (3.33)$$

korelasyonu kullanılmıştır.

Prandtl sayısı, kinematik viskozite (3.32) ve ısı yayılım (3.33) denklemleri kullanılarak:

$$Pr = \nu / \alpha \quad (3.34)$$

şeklinde yazılmıştır.

Sabit basınçta özgül ısı kapasitesi (c_p), ikinci dereceden bir bağıntı kullanılarak belirlenmiştir:

$$c_p = 1030.5 - (0.19975 \times T_m) + (3.9734 \times 10^{-4} T_m^2) (J/kg.K) \quad (3.35)$$

Bu korelasyonlar ve formüller düz plakalı ve dalgalı çubuk kanatçıklı reküperatör simülasyonlarında kullanılmıştır.

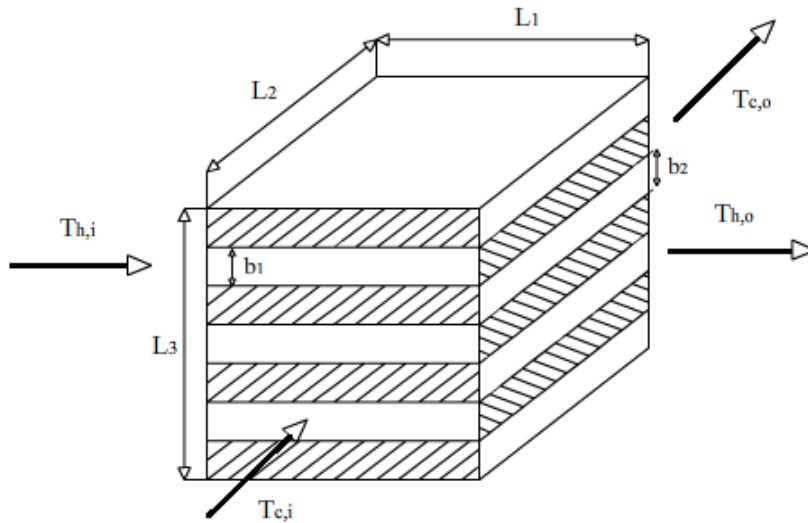
3.10.3. Plakalar arası mesafenin tanımlanması

Simülasyon çalışmaları için plakalar arası mesafenin belirlenmesi gerekmektedir. Piyasada, çok fazla reküperatör tasarımı vardır ve bu reküperatörlerdeki plakalar arası mesafe, hava debisi, hava akış hızı, belirlenen çalışma noktası ve basınç düşümleri gibi birçok değişkene bağlı olarak belirlenmektedir. Reküperatörlerin otobüs klima sistemlerine entegre edilecek olması plaka aralıklarının belirlenmesini kolaylaştırmıştır.

Plaka aralıklarını belirlenmesinde, piyasada kullanılan reküperatörler baz alınmıştır. Reküperatör kanal aralıkları kullanım yerine ve istenilen etkenlik değerlerine göre 1.5 mm ile 2.5 mm aralığında değişiklik göstermektedir. Yüksek etkenlikli kompakt çapraz akışlı reküperatörler için plaka aralıkları 1.5 mm alınmaktadır (Anonim 1). Bu kanal aralığına sahip reküperatörler en çok 5000 m³/h hava debilerini desteklerken, 2500 m³/h ve altı debilerde diğer serilere nazaran daha yüksek etkenlik değerlerinde çalışabilmektedir. Bölüm 4.1’de belirlenen taze hava debileri ile 1.5 mm kanal aralığına sahip ısı geri kazanım cihazı çalışma debisi uygunluk gösterdiğinden çalışmada kanal aralığı 1.5 mm olarak alınmıştır. Ayrıca kanal aralığının küçük olması tasarlanacak ısı geri kazanım sisteminin kompakt bir yapıya sahip olmasını sağlayacağı düşünülmektedir. Bölüm 4.2’de plaka aralığının etkenlik üzerindeki etkisi tablo olarak gösterilerek, plaka aralıkları netleştirilmiştir.

3.10.4. Düz plakalı reküperatörün modellenmesi

Düz plakalı reküperatörün şematik görünümü Şekil 3.21’de verilmiştir. Plakalar üzerinde herhangi bir kanatçık yoktur. Sadece alt plaka ile birleşmemesi için iç kısımlarında destek noktaları vardır. Plaka malzemesi, piyasada yaygın kullanımından dolayı alüminyum seçilmiştir. Alüminyumun ısı iletim katsayısı $k_w = 200 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak sabit alınmıştır (Incropera ve DeWitt 2011). Düz plakalı reküperatör, akışkanların giriş sıcaklıkları, debileri, tahmini etkenlik katsayısı ve belirli formüller baz alınarak modellenmiştir. Etkenlik hesaplamaları için gerekli eşitlikler bu bölümde sunulmuştur. Hesaplamalarda kullanılan indislerin, düz plakalı reküperatör üzerinde gösterimi Şekil 3.21’de mevcuttur.



Şekil 3.21. Düz plakalı reküperatör şematik görünümü

Sıcak ve soğuk akışkan giriş sıcaklıkları, sırasıyla $T_{h,i}$ ve $T_{c,i}$ olarak adlandırılmıştır. $T_{c,i}$; kabin içerisindeki kirli hava sıcaklığını, $T_{h,i}$ ise; dış ortam hava sıcaklığını temsil etmektedir. Çalışmalarda yaz dönemi iç ve dış ortam sıcaklıkları baz alınmıştır ve ilk hesaplamalar için $T_{h,i} = 35^{\circ}\text{C}$ ve $T_{c,i} = 24^{\circ}\text{C}$ sabit kabul edilmiştir. Bölüm 4.2’de sıcaklığın cihaz etkenliği üzerine etkisi incelenecektir.

Akışkan debisi ($\dot{m}_j$), kabin içerisindeki karbondioksit derişim oranına göre belirlenmiştir. Bölüm 3.4’deki formüller yardımı ile zamana bağlı CO_2 derişimi değişim grafiği elde edilmiş ve hava debileri tespit edilmiştir.

Düz plakalı reküperatör için toplam yüzey alanı ve ısı taşınım katsayısı aşağıdaki eşitlikler ile sırayla tespit edilmiştir.

Reküperatörün toplam yüzey alanı (A) aşağıdaki formülle tespit edilmiştir:

$$A = L_1 \times L_2 \times N \quad (3.36)$$

Bu formülde;

L_1 = Reküperatörün uzunluğu, mm

L_2 = Reküperatörün genişliği, mm

N = Plaka sayısı

olarak gösterilmiştir.

Şekil 3.21’deki indisler yardımı ile hidrolik çaplar her iki akış yönü için:

$$D_{h,1} = \frac{4.A_{k,1}}{\zeta_1} = \frac{4.(b_1 \times L_1)}{2.(b_1 + L_1)} \quad (3.37)$$

$$D_{h,2} = \frac{4.A_{k,2}}{\zeta_2} = \frac{4.(b_2 \times L_2)}{2.(b_2 + L_2)}$$

şeklinde yazılabilir. Burada $A_{k,1}$ ve $A_{k,2}$ her iki akış yönündeki birim kesit alanlarıdır. Kanal içi akışta birim kesitten geçen kütsel debi formülü şu şekilde yazılabilir:

$$\dot{m}_j = \rho_j \cdot \dot{V}_j \quad (3.38)$$

$$\dot{m}_j = \rho_j \cdot w_j \cdot A_{k,j}$$

Burada kullanılan ‘j’ alt simgesi her iki akışkanı temsil etmektedir. Bu formülde ρ_j ; akışkan yoğunluğu, $\dot{V}_j$; hacimsel debi, w_j ; kanal içi akış hızı, $A_{k,j}$ ise; birim kesit alanıdır. Toplam akışkan debisi,

$$\dot{m}_{tj} = \rho_j \cdot w_j \cdot A_{k,j} \cdot N_p \quad (3.39)$$

şeklinde yazılmıştır.

Bu formülde N_p ; sıcak veya soğuk akışkanları geçtiği kanal sayılarını ifade etmektedir. N_p ‘geçiş sayısı’ olarak adlandırılmıştır. Tasarımda, her iki yöndeki hacimsel debiler aynı olduğundan geçiş sayıları da aynı kabul edilerek tek bir değişken (N_p) ile gösterilmiştir. Şekil 3.21’e bakılacak olursa, tek bir geçiş için 2 adet plaka gerektiği görülmektedir. Bu durumda, plaka sayısı ile geçiş sayısı arasında şöyle bir bağıntı yazılabilir:

$$\text{Geçiş Sayısı } (N_p) = \text{Plaka Sayısı } (N) / 2 \quad (3.40)$$

Sıcak ve soğuk akışkanın ısı taşınım katsayılarının (h_h ve h_c) belirlenmesi için Reynolds, Prandtl ve Nusselt sayılarına gerek vardır. Prandtl sayısı denklem 3.34 baz alınarak hesaplanmıştır. Reynolds sayısı:

$$Re_j = \frac{w_j \cdot D_{h,j}}{\nu_j} \quad (3.41)$$

şeklinde yazılabilir. Bu formülde ν_j ; akışkanın kinematik viskozitesi, $D_{h,j}$; hidrolik çap, w_j ise; akış hızıdır. $D_{h,1}$ ve $D_{h,2}$, denklem 3.37 ile, ν_j ise denklem 3.32 ile hesaplanmıştır. Denklem 3.38’de verilen akış hızı (w_j), yalnız bırakılırsa:

$$w_j = \frac{\dot{m}_{tj}}{\rho_j \cdot A_{tk,j}} \quad (3.42)$$

olarak yazılabilir. Burada:

$$A_{tk,j} = A_{k,j} \times N_p \quad (3.43)$$

Toplam kesit alanı ($A_{tk,j}$); birim kesit alanı ile toplam geçiş sayısını çarpımına eşittir. Denklem 3.42 ile belirlenen U_j değeri, denklem 3.41’de yerine konarak her bir akış için Reynolds Sayıları (Re_h ve Re_c) hesaplanmıştır.

Isı taşınım katsayısı hesabı için belirlenmesi gereken diğer boyutsuz sayı ise Nusselt sayısıdır. Sabit yüzey sıcaklığında farklı kesit geometrisine sahip boru ve kanallarda tam gelişmiş laminar akış için Nusselt sayısı sabittir. Çok uzun ve dar kanallar için $Nu = 7.54$ olarak alınmaktadır (Kılıç ve Yiğit 2014). Fakat çalışmada laminar akış için hidrodinamik ve ısı giriş bölgeleri de dikkate alınarak, Shah ve London tarafından geliştirilen ve Muzychka (1999) tarafından hazırlanan tez çalışmasında yer alan aşağıdaki formülasyon kullanılmıştır. Ayrıca sıcaklık değişimi fazla olmadığı için sabit yüzey sıcaklığı kabulü yapılmıştır:

$$Nu_j = 7.55 + \frac{(0.024z_j^{-1,14})}{\left(1 + (0.0358Pr_j^{0,17} \times z_j^{-0,64})\right)} \quad (3.44)$$

Burada z_j ; bir boyutsuz sayıdır:

$$Z_j = \frac{L_j}{Re_j \cdot D_{h,j} \cdot Pr_j} \quad (3.45)$$

olarak ifade edilmiştir.

Nusselt sayısı her bir akışkan için hesaplandıktan sonra ısı taşınım katsayısı:

$$h_j = \frac{Nu_j \cdot k_j}{D_{h,j}} \quad (3.46)$$

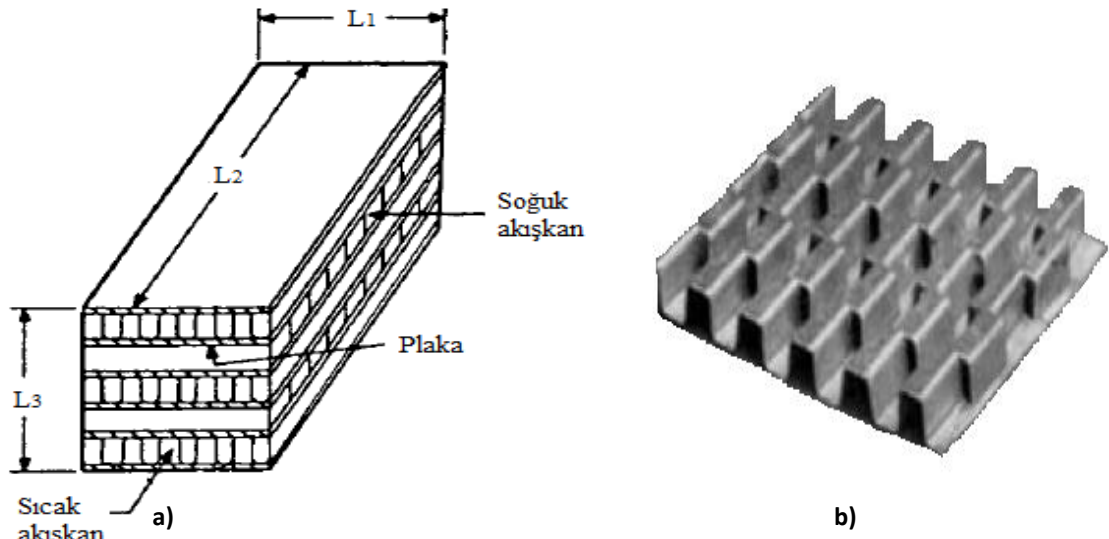
formülü ile hesaplanmıştır. Burada k_j ; denklem 3.31 korelasyonu kullanılarak her bir akışkan için tespit edilmiştir. Sıcak ve soğuk akışkan için ısı taşınım katsayıları (h_h ve h_c) denklem 3.46 ile hesaplanmıştır. Isı taşınım katsayıları, denklem 3.36 ile belirlenen toplam yüzey alanı ve denklem 3.28'de belirlenen plaka ısıl direnci (R_w), denklem 3.27'de yerine yazılarak U.A (toplam ısı taşınım katsayısı) değeri belirlenmiştir. Elde edilen U.A değeri, denklem 3.25'te yerine konularak NTU değeri elde edilmiştir. Akışkan debileri kullanılarak C_r boyutsuz sayısı denklem 3.22 ile hesaplanmıştır. Belirlenen NTU ve C_r boyutsuz sayıları denklem 3.24'de yerine yazılarak düz plakalı reküperatör için etkenlik elde edilmiştir. Bu değer tahmin edilen değere yakınsayana kadar iterasyon yapılmıştır.

3.10.5. Dalgalı çubuk kanatçıklı reküperatörün modellenmesi

Dalgalı çubuk kanatçıklı reküperatörün blok diyagramı Şekil 3.22'de gösterilmiştir. Reküperatör boyutları (L_1 , L_2 , L_3) ve akışkan akış yönleri belirtilmiştir. Simülasyonda kullanılan formüllerin daha net anlaşılabilmesi için, sistemin akış şemasından bir kesit alınarak Şekil 3.23 oluşturulmuştur.

Dalgalı çubuk kanatçıklı reküperatör analizi için bazı kabullerin yapılması gerekir. Bu kabuller:

- Plaka malzemesi alüminyum seçilmiştir ve ısı iletim katsayısı $k_w = 200 \text{ W/mK}$ kabul edilmiştir.
- Sıcak akışkan L_2 boyunca, soğuk akışkan ise L_1 boyunca hareket etmektedir.
- Sıcak ve soğuk akışkan debileri, en ideal kabin içi CO_2 derişimine (1000 ppm) göre belirlenmiştir.
- Plaka aralığı, düz plakalı reküperatörün ki ile aynı 1.5 mm seçilmiştir.
- Adyabatik ve izobarik bir sistemdir.
- Isıl ve hidrodinamik olarak tam gelişmiş laminar akış şartları temel alınmıştır. Geçiş bölgesi göz ardı edilmiştir.
- Kanatçık kalınlığı çok küçük olduğundan yüzeyde oluşturacağı ısıl direnç ihmal edilmiştir.



Şekil 3.22. Dalgalı çubuk reküperatör blok diyagramı, a) akış şeması, b) kanatçık geometrisi (Shah ve Sekulic 2003)

Toplam ısı transfer yüzey alanı (A), kanatçıksız plaka yüzey alanı ve kanatçık yüzey alanı toplamı olarak tanımlanır:

$$A = A_p + A_f \quad (3.47)$$

Bu formülde; A_p ; kanatçıksız plaka yüzey alanı, A_f ise; kanatçık yüzey alanıdır.

Plaka yüzey alanı (A_p), denklem 3.36’de verilen toplam plaka yüzey alanından, kanatçıkların kapladığı alan çıkartılarak elde edilmiştir:

$$A_p = L_1 \cdot L_2 \cdot N - (2 \cdot \delta \cdot L_1 \cdot N_f) \quad (3.48)$$

Burada, N ; plaka sayısı, δ ; kanatçık kalınlığı, N_f ; L_1 yönündeki toplam kanatçık sayısıdır. L_1 yönündeki toplam kanatçık sayısı:

$$N_f = n_f \cdot N_p \quad (3.49)$$

olarak yazılabilir. Bu formülde n_f ; geçiş başına L_1 boyunca kanatçık sayısı, N_p ; geçiş sayısıdır.

Kanatçık yüzey alanının (A_f) belirlenmesi için bazı değişkenlerin tanımlanması gerekmektedir. Bu değişkenler Şekil 3.23’de açık bir şekilde gösterilmiştir.

- δ_w = plaka kalınlığı, mm
- δ = kanatçık kalınlığı, mm
- $b_1 = b_2 = b$ = plaka aralığı, mm
- l_s = kanatçık uzunluğu, mm
- p_f = iki kanat arası mesafe, mm

$$h = b - \delta \quad (3.50)$$

$$s = p_f - \delta \quad (3.51)$$

olarak tanımlanmıştır.

L_1 yönünde geçiş başına düşen kanatçık sayısı (n_f),

$$n_f = \frac{L_1}{p_f} \quad (3.52)$$

L_2 yönünde aynı kanal içindeki kanatçık sayısı (n_{off}),

$$n_{off} = \frac{L_2}{l_s} \quad (3.53)$$

şeklinde yazılabilir.

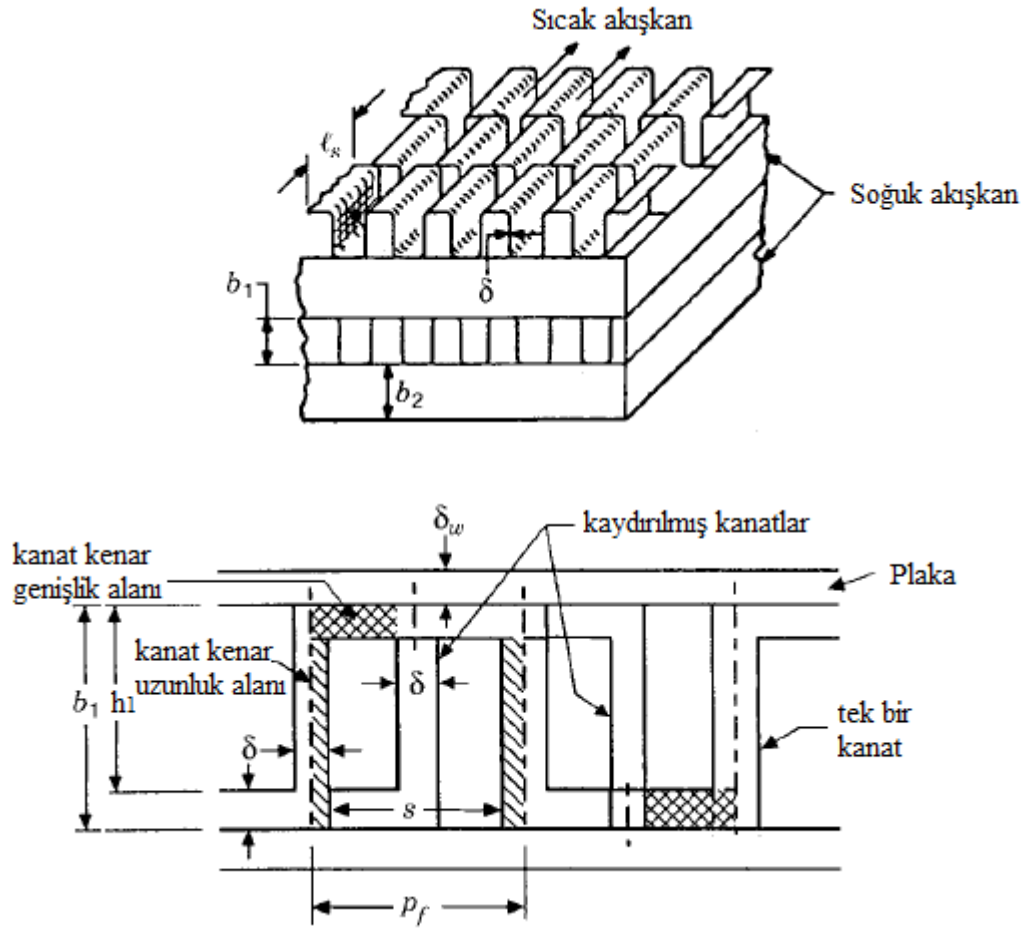
Rekuperatörün her iki tarafında aynı akışkan olduğundan dolayı, plaka aralıkları (b), iki kanat arası mesafe (p_f), kanatçık uzunluğu (l_s) özellikleri iki taraf için aynı alınmıştır. Şekil 3.23'deki indisler yardımı ile kanatçık yüzey alanı (A_f):

$$A_f = 2 \cdot (b_1 - \delta) \cdot L_2 \cdot N_f + 2 \cdot (b_1 - \delta) \cdot \delta \cdot n_{off} \cdot N_f + (p_f - \delta) \cdot \delta \cdot n_{off} \cdot N_f \quad (3.54)$$

şeklinde yazılabilir. Bu formülde;

- $2 \cdot (b_1 - \delta) \cdot L_2 \cdot N_f$; kanatçıkların L_2 boyunca toplam yüzey alanıdır.
- $2 \cdot (b_1 - \delta) \cdot \delta \cdot n_{off} \cdot N_f$; L_1 boyunca kanat kenar uzunluk alanıdır.
- $(p_f - \delta) \cdot \delta \cdot n_{off} \cdot N_f$ ise; L_1 boyunca kanat kenar genişlik alanıdır.

Hepsinin toplamı, kanatçık yüzey alanını (A_f) vermektedir. Dalgalı çubuk kanatçıklı rekuperatör için plaka yüzey alanı (A_p) ve kanatçık yüzey alanı (A_f) denklem 3.47'de yerine yazılarak toplam yüzey alanı (A) hesaplanmıştır.



Şekil 3.23. Analiz için gerekli indislerin dalgalı çubuk kanatçıklı reküperatör akış diyagramında gösterimi (Shah ve Sekulic 2003)

Sıcak ve soğuk akışkanın ısı taşınım katsayılarının belirlenmesi için hidrolik çapın (D_h) bulunması gerekmektedir. Sade bir kanal tasarımı olan reküperatör için hidrolik çap:

$$D_h = \frac{4.A_k}{\zeta} \quad (3.55)$$

formülü ile hesaplanmaktadır. Hidrolik çap hesabında, birim ya da toplam değerler alınabilir. Bölüm işlemi olduğundan sonuç değişmeyecektir. Burada, A_k ve ζ değerleri, akışa dik toplam kesit alanı ve akışa dik toplam çevredir. Bu formülün payı ve paydası, reküperatörün akış yönü uzunluğu ile çarpılırsa:

$$D_h = \frac{4.A_k.L}{A} \quad (3.56)$$

olarak yazılabilir. Burada A ; toplam yüzey alanıdır.

Dalgalı çubuk kanatçıklı ısı değıştircilerinde, kanatçıklardan dolayı, akışa dik alan ve çevre hesaplamaları zordur. Bu tip bir reküperatör için yapılan çalışmalar sonucu hidrolik çap (Shah ve Sekulic 2003),

$$D_h = \frac{4.A_{k,cell}.l_s}{A_{cell}} \quad (3.57)$$

olarak bulunmuştur. Bu formülde:

$$A_{k,cell} = s.h \quad (3.58)$$

$$A_{cell} = 2.(s.l_s + h.l_s + h.\delta) + s.\delta \quad (3.59)$$

şeklinde yazılabilir. Formülde kullanılan değışkenler bu bölümün başında verilmiştir. Bu veriler kullanılarak hidrolik çap (D_h) hesaplanmıştır. Kanal içi akış hızının tespiti için kesit alanı belirlenmelidir. Denklem 3.56'daki kesit alanı yalnız bırakılırsa:

$$A_k = \frac{D_h.A}{4.L} \quad (3.60)$$

şeklinde yazılabilir. Burada, L ; sıcak akışkan tarafı için L_2 , soğuk akışkan tarafı için L_1 alınmıştır.

Kabine alınması gereken taze hava debisi daha önceki bölümde belirlenmiştir. Kanal içi akış hızlarının (w) tespiti için hacimsel debi formülü kullanılmıştır.

$$w_j = \frac{v_j}{A_{k,j}} \quad (3.61)$$

Bu formülde v_j ; sıcak veya soğuk akışkanın hacimsel debisi, $A_{k,j}$; toplam kesit alanıdır. 'j' alt simgesi sıcak veya soğuk akışkanı belirtmek için kullanılmıştır. A_k , denklem 3.60 ile hesaplanmıştır.

Dalgalı çubuk reküperatörün ısı transfer özellikleri Colburn faktörü kullanılarak belirlenmiştir. Colburn faktörü, karmaşık yapıların ısı transfer özelliklerini belirlemede kullanılan, deneysel çalışmalar sonucu elde edilmiş bir boyutsuz sayıdır (Shah ve Sekulic 2003):

$$j = St.Pr^{2/3} = \frac{Nu.Pr^{-1/3}}{Re} \quad (3.62)$$

Bu formül,

$$0,5 \leq Pr \leq 10$$

aralığı için geçerli olan bir formüldür. Laminer ve türbülanslı akış durumları için geçerlidir.

Stanton sayısı:

$$St = \frac{h}{\rho \cdot w \cdot c_p} \quad (3.63)$$

şeklinde yazılabilir. Reynolds sayısı ise, bir önceki bölümde verilen Denklem 3.41 kullanılarak belirlenmiştir.

Belirli akış şartları altında farklı ısı değiştiricisi yüzey geometrileri için bir çok Colburn faktörü (j) korelasyonu bulunmaktadır. Dalgalı çubuk kanatçıklı reküperatör için Manglik and Bergles (1995) tarafından bir korelasyon geliştirilmiştir:

$$j = 0.6522 Re^{-0.5403} \left(\frac{s}{h}\right)^{-0.1541} \cdot \left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{0.1499} \cdot \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-0.0678} \\ \times \left[1 + 5.269 \times 10^{-5} \cdot Re^{1.340} \cdot \left(\frac{s}{h}\right)^{0.504} \cdot \left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{0.456} \cdot \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-1.055}\right]^{0.1} \quad (3.64)$$

Bu korelasyon,

$$120 \ll Re \ll 10^4, \quad 0,5 \ll Pr \ll 15$$

aralığı için geçerli olan bir korelasyondur. Reynolds sayısı (Re), Denklem 3.41 ile belirlenmiştir.

Bu çalışmada Colburn faktörü (j), yukarıdaki eşitlik kullanılarak bulunmuştur. Denklem 3.62'den ısı taşınım katsayısı çekilecek olursa,

$$h = \frac{j \cdot \rho \cdot w \cdot c_p}{Pr^{2/3}} \quad (3.65)$$

ifadesi elde edilir. Böylece sıcak ve soğuk akışkan için ısı taşınım katsayıları hesaplanmış olur.

Toplam ısı transfer katsayısının (U) belirlenmesi için kanatçık verimi (η_f) hesaplanmalıdır. Kanatçık verimi:

$$\eta_f = \frac{q_f}{q_{max}} = \frac{q_f}{h \cdot A_f \cdot \theta_b} \quad (3.66)$$

$$\theta_b = T_b - T_\infty$$

biçiminde tanımlanabilir. Bu formülde:

q_f ; kanatçıktan gerçekleşen ısı transferi

T_b ; kanat dibi sıcaklığı, T_∞ ; akışkan sıcaklığı

A_f ; kanatçığın yüzey alanıdır.

Kanat yüzeyi taban sıcaklığında olduğu zaman en yüksek ısı transferi gerçekleşir. Bu ideal bir durumdur. Kanat içerisinde bir sıcaklık değişimi her zaman

vardır. Bu düşünceden yola çıkarak, uç kısmında taşınım ile ısı transferi olan bir kanat için kanatçık verimi aşağıdaki formül ile hesaplanmıştır.

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (3.67)$$

Bu formülde,

$$m = \left(\frac{hP}{k_f A_c} \right)^{1/2} \quad (3.68)$$

$$l = \frac{b}{2} - \delta \quad (3.69)$$

olarak yazılabilir. Burada l ; kanat genişliği, b ; plaka aralığı, k_f ; kanat ısı iletim katsayısı, A_c ; kanatçık ucu kesit alanı, P ; kanatçık ucu çevresidir. Kanal içi akışta, kanatçık genişliği (l), kanat aralığının yarısı olarak alınmaktadır. Denklem 3.68'i Şekil 3.23'de verilen dalgalı çubuk kanatçık indislerine göre açarsak:

$$m = \left(\frac{hP}{k_f A_c} \right)^{1/2} = \left(\frac{h \cdot 2(l_s + \delta)}{k_f (l_s \delta)} \right)^{1/2} = \left(\frac{2h}{k_f \delta} \left(1 + \frac{\delta}{l_s} \right) \right)^{1/2} \quad (3.70)$$

elde edilir. Simülasyonda (3.70) nolu bağıntı kullanılmıştır. Kanatçık veriminin (η_f) bilinmesi ile toplam ısı transferi katsayısı (U) denklem 3.27 kullanılarak hesaplanmıştır. Elde edilen $U.A$ değeri, denklem 3.25'de yerine konularak NTU değeri elde edilmiştir. Akışkan debileri kullanılarak C_r boyutsuz sayısı denklem 3.22 ile hesaplanmıştır. Belirlenen NTU ve C_r boyutsuz sayıları denklem 3.24'de yerine yazılarak dalgalı çubuk kanatçıklı reküperatör için etkenlik elde edilmiştir. Bu değer tahmin edilen değere yakınsayana kadar iterasyon yapılmıştır.

3.11. Yöntem

Şehirlerarası yolcu otobüslerinde, iç ortam hava kalitesini sağlamak için kabine alınması gereken taze hava debisini tespit eden ve taze hava debisi, dış ortam sıcaklığı ve cihaz geometrisine göre düz plakalı ve dalgalı çubuk kanatçıklı olmak üzere iki farklı ısı değiştiricisinin etkenlik katsayısını, sıcaklık farkını, hava akış hızını ve ideal cihaz boyutlarını tespit eden simülasyon çalışmaları yapılmıştır. Bu simülasyon çalışmaları MATLAB bilgisayar programında gerçekleştirilmiştir.

Birinci simülasyon çalışması kapsamında kullanılan formüller Bölüm 3.4'de verilmiş olup çalışmanın algoritması Ek 1'de belirtilmiştir. Simülasyon çalışması adımları ise şu şekildedir:

- 1- Şehirlerarası otobüs kabinlerindeki yolcu sayısının piyasadaki otobüs markaları dikkate alınarak belirlenmesi,

- 2- Otobüs kliması evaporatör hava debisinin tahmini, (bu aşamada otobüs klima üretici firmaları incelenmiş ve yüksek kapasitelerdeki otobüs klima sistemleri dikkate alınmıştır.)
- 3- Yolcu ortalama ağırlık ve boyunun belirlenmesi,
- 4- Normal sağlıklı bir insan için solunum katsayısı (R) ve metabolizma hızı (hareketlilik düzeyi) belirlenmesi, (Bölüm 3.3 ve 3.4)
- 5- Kişi başı ve toplam CO₂ üretiminin saptanması,
- 6- CO₂ sınır değeri ve Dış ortam CO₂ seviyesinin programa girilmesi,
- 7- Otobüs kabin boyutlarının ve hacminin belirlenmesi,
- 8- Kabine alınacak taze hava debilerine göre belirlenen yüzdelerde zamana bağlı CO₂ değişim grafiğinin elde edilmesi,
- 9- Enerji verimliği dikkate alınarak CO₂ sınır değeri olan 1000 ppm değerine yakın bir veya daha fazla taze hava debisinin seçilmesi,

Bu çalışmada elde edilen taze hava debisi, ısı geri kazanım ünitesi simülasyon çalışmalarında girdi olarak kullanılacaktır. Daha düşük yolcu sayıları için kabine alınması gereken taze hava debisinde azalma görülebilir. Fakat bu çalışma pik yükler dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir.

Isı geri kazanım ünitesi simülasyon çalışmalarında kullanılan yöntemler, algoritma oluşturularak ayrı ayrı anlatılacaktır. Düz plakalı ısı geri kazanım ünitesi için yapılan algoritma çalışması Ek 2’de verilmiştir. Bu çalışmada yapılan işlem adımları şu şekildedir:

- 1- Yaz veya kış dönemi için dış ortam sıcaklığının belirlenmesi,
- 2- İstenen ortam sıcaklığının (yaz için: 24°C, kış için 22°C) programa girilmesi,
- 3- Etkenlik katsayısının tahmin edilmesi,
- 4- Birinci simülasyonda elde edilen taze hava debisinin programa aktarılması,
- 5- Tahmini etkenlik katsayına göre cihaz çıkış sıcaklıklarının tespit edilmesi,
- 6- Ortalama sıcaklığın tespiti,
- 7- Ortalama sıcaklığa göre hava özelliklerinin belirlenmesi,
- 8- Sıcak ve soğuk akışkanın ısıl kapasitesinin tespiti,
- 9- Akışkan ısıl kapasitelerinin karşılaştırılması ve minimum ve maksimum ısıl kapasite değerlerinin belirlenmesi,
- 10- Isı transfer biriminin (NTU) belirlenmesi, (bunun için cihazın bazı boyutlarının tahmin edilmesi gerekmektedir. Bu nedenle ısı değiştiricisi ünitesinde kullanılacak plakaların boyutları (L1, L2) ve plaka sayısı tahmin edilmiştir. Bu parametrelerin optimum değerleri simülasyon çalışması sonucu elde edilen verilerin grafik gösterimi ile bulgular ve tartışma bölümünde belirtilmiştir.)
- 11- Hidrolik çap, Isı transfer yüzey alanı ve toplam kesit alanının belirlenmesi,
- 12- Akışkanların kanal içi akış hızlarının tespiti,
- 13- Reynold, Prandtl sayılarının hesaplanması,
- 14- Her bir akışkan için Nusselt sayısı ve ısı taşınım katsayılarının (h) belirlenmesi,
- 15- Toplam ısı transfer katsayısının (U) tespiti,
- 16- Isı transfer katsayısı, toplam yüzey alanı ve minimum ısıl kapasiteye göre ısı transfer biriminin (NTU) hesaplanması,
- 17- Isıl kapasite oranının (C_r) belirlenmesi,
- 18- Çapraz akışlı ısı değiştiricisi için etkenlik katsayısının tespit edilmesi,

- 19- Elde edilen etkenlik katsayısı tahmini etkenliğe eşit ise programın sonlandırılması. Eşit değil ise iterasyon yapılması,
- 20- Her bir sonuç için grafiklerin oluşturulması ve en ideal reküperatör boyutunun tespiti,

Dalgali çubuk kanatçıklı ısı geri kazanım ünitesi için yapılan algoritma düz plakalı ile benzerlikler gösterse de, kanatçık etkenlik hesabı, ısı taşınım katsayısının tespiti ve toplam yüzey alanı hesabı bakımından farklılık göstermektedir. Dalgali çubuk kanatçıklı ısı geri kazanım cihazı için yapılan algoritma çalışması Ek 3’de verilmiştir. Yapılan işlemler ise adım adım aşağıda açıklanmıştır:

- 1- Dış ortam sıcaklığının belirlenmesi,
- 2- Etkenlik katsayısının tahmin edilmesi,
- 3- Taze hava debisinin programa girilmesi,
- 4- Tahmini etkenlik katsayısı, akışkan özellikleri ve giriş sıcaklıklarına göre çıkış sıcaklıklarının tespit edilmesi,
- 5- Ortalama sıcaklığın belirlenmesi ve bu sıcaklığa göre hava özelliklerinin saptanması,
- 6- Sıcak ve soğuk akışkanın ısıl kapasitesinin tespit edilmesi,
- 7- Akışkan ısıl kapasitelerinin karşılaştırılması ve minimum ve maksimum ısıl kapasite değerlerinin belirlenmesi,
- 8- Isı transfer biriminin (NTU) belirlenmesi, (bunun için cihazın bazı boyutlarının tahmin edilmesi gerekmektedir. Bu nedenle ısı değiştiricisi ünitesinde kullanılacak plakaların boyutları (L_1 , L_2) ve plaka sayısı tahmin edilmiştir. Ayrıca dalgali çubuk kanatçıkların cihazın performansını etkileyeceği aşıkardır. Bu nedenle kanatçık kalınlığı (δ), kanatçık uzunluğu (l_s), birim kanaldaki kanatçık sayısı (n_f) programa girilmesi zorunlu parametrelerdir. Bu parametrelerin optimum değerleri simülasyon çalışması sonucu elde edilen verilerin grafiksel gösterimi ile bulgular ve tartışma bölümünde belirtilmiştir.)
- 9- Kanatçıksız yüzey alanı (A_p) ve kanatçık alanının (A_f) saptanması,
- 10- Hidrolik çap, toplam ısı transfer yüzey alanı ve kesit alanının belirlenmesi,
- 11- Akışkanların kanal içi akış hızlarının tespiti,
- 12- Reynold, Prandtl sayılarının hesaplanması,
- 13- Dalgali çubuk kanatçıklı ısı geri kazanım cihazı için kullanılan Colburn faktörünün (j) tespiti,
- 14- Colburn faktörü içerisindeki ısı taşınım katsayısının (h) hesaplanması,
- 15- Kanatçık verimlerinin belirlenmesi,
- 16- Isı taşınım katsayısı, kanatçık verimi ve plakanın ısıl direncine göre ısı transfer katsayısının (U) tespiti,
- 17- Isı transfer katsayısı, toplam yüzey alanı ve minimum ısıl kapasiteye göre ısı transfer biriminin (NTU) hesaplanması,
- 18- Isıl kapasite oranının (C_r) belirlenmesi,
- 19- Dalgali çubuk kanatçıklı çapraz akışlı ısı değiştiricisi için etkenlik katsayısının tespit edilmesi,
- 20- Elde edilen etkenlik katsayısı tahmini etkenliğe eşit ise programın sonlandırılması. Eşit değil ise iterasyon yapılması,
- 21- Her bir sonuç için grafiklerin oluşturulması ve en ideal reküperatör boyutunun tespiti,

Çalışma kapsamında oluşturulan algoritmalar Ek 1, Ek 2 ve Ek 3’de verilmiş olup, simülasyon çalışmalarında kullanılan MATLAB programındaki yazılım kodları ise açık bir şekilde sırasıyla Ek 4, Ek 5 ve Ek 6’da verilmiştir.



4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde, yapılan üç farklı simülasyondan elde edilen sonuçlar detaylı olarak incelenmiştir. Yapılan ilk program, otobüs kabinlerindeki CO₂ miktarının zamanla değişimi hakkında bilgi vermektedir. Bu program sayesinde ideal iç hava kalitesi için kabinlere alınması gereken taze hava miktarı tespit edilebilmektedir. İlk program diğer iki programın girdilerinden birini oluşturacağından dolayı büyük önem teşkil etmektedir. İkinci ve üçüncü program ise iki farklı ısı geri kazanım cihazı hakkında geniş bilgiler vermektedir. İkinci programda düz plakalı ısı değiştiricisi, üçüncü programda ise dalgalı çubuk kanatçıklı ısı değiştiricisi incelenmiştir. İstenilen boyutlarda ısı değiştiricisinin etkenlik katsayısı ve hava çıkış sıcaklıkları tespit edilebilmektedir. Çeşitli sistem parametrelerinin, sistemin etkenlik katsayısı ϵ ve boyutları üzerindeki etkileri incelenebilecektir. Böylece otobüslerde iç hava kalitesi ve enerji verimliliğini eş zamanlı sağlayabilen en ideal ısı geri kazanım cihazı tasarımı yapılabilmektedir.

4.1. Optimum Taze Hava Miktarının Belirlenmesi

Otobüs kabinlerinde CO₂ miktarının zamanla değişimini incelemek için yapılan birinci simülasyon çalışmasında; programa girilen taze hava miktarına göre farklı sonuçlar alınabilmektedir. Bu çalışmada iç ortamdaki CO₂ miktarı (t=0) başlangıç olarak 400 ppm alınmıştır. Otobüsteki yolcu sayısı, solunum katsayısı, yolcuların boyu ve ağırlığı, metabolik aktivite miktarı, kabinin hacmi ve havalandırma miktarı, kabindeki CO₂ seviyesini etkileyen başlıca parametrelerdir. Çalışmada, Kalema ve Viot (2014) tarafından önerilen metottan (Bölüm 3.4) yararlanılarak zamana bağlı olarak farklı taze hava debileri için CO₂ miktarındaki değişim Şekil 4.1’de verilmiştir. Simülasyonda kullanılan parametreler Çizelge 4.1’de sunulmaktadır.

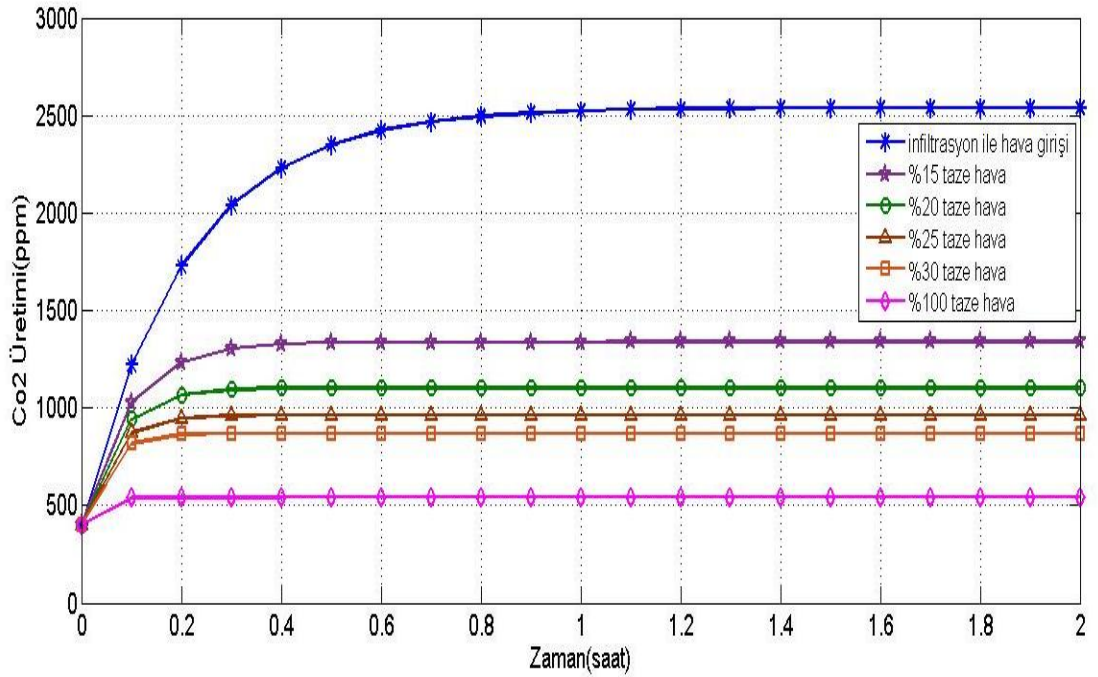
Çalışmada, boyutları yaklaşık 12 m x 2.4 m x 3.3 m olan bir otobüs kabini baz alınmıştır. Otobüste oturan veya ayakta duran toplam 48 yolcu olduğu varsayılmıştır. Her bir yolcunun solunum katsayısı 0.83 olarak sabit alınmıştır (REHVA 2010). Yolcuların otobüs kabininde oturur vaziyette olduğu düşünülürse, metabolik aktivite düzeyinin yaklaşık 1.2 met olarak alınmasına karar verilmiştir (Şekil 3.2).

Çizelge 4.1. Birinci simülasyonda kullanılan parametreler

Parametre	Birim	Değer
Yolcu ortalama ağırlığı	W_b	80 kg
Yolcu ortalama boyu	H_b	1.8 m
Yolcu metabolik aktivite düzeyi	M	1.2 met
Yolcu sayısı	i	48 kişi
Otobüs boyutu (boy / en / yükseklik)		12 m / 2.4 m / 3.3 m
Klima hava debisi	$\dot{V}$	7000 m ³ /h

Taze hava miktarının CO₂ konsantrasyonu üzerine etkisini incelemek için yolcu boyu; 1.8 m, yolcu ağırlığı ise; 80 kg olarak sabit alınarak simülasyon çalışması yapılmıştır. Simülasyonda kabine alınan taze hava debisi ve infiltrasyonla hava girişi belirtilerek, toplam debinin %15, %20, %25, %30, %100 için grafikler elde edilmiştir. Bölüm 2.2.1’de verilen klima sistemi özellikleri dikkate alınarak toplam hava debisi; 7000 m³/h alınmasına karar verilmiştir.

Otobüs kabini içerisindeki CO₂ miktarını etkileyen en önemli parametre insan sayısıdır. Bu parametre maksimum değerde düşünülerek en pik durumda bile sistemin iç ortamda CO₂ seviyesini sınır değerlerin altında tutması sağlanmak istenmiştir.



Şekil 4.1. Otobüslerde insan kaynaklı CO₂ miktarının zamanla değişimi

Şekil 4.1. incelendiğinde, farklı taze hava debilerinde CO₂ üretiminin zamana göre değişimi görülebilmektedir. Ayrıca kısa sürede CO₂ üretiminin yükseldiği ve kabine alınan taze hava miktarı azaldıkça CO₂ üretiminin arttığı görülecektir.

ASHRAE (2004) Standart 62’ye göre 1000 ppm CO₂ konsantrasyonu iç hava kalitesi için temel kabul edilebilmektedir. Eğer CO₂ miktarı bu seviyeden düşük ise iç ortamdaki hava, kabul edilebilir iç hava kalitesindedir. Şekil 4.1’e bakılırsa, %20 ve %25 taze hava debisinde, CO₂ miktarının sınır değer olan 1000 ppm civarında kaldığı görülmektedir.

Bu çalışmadan şu sonuç çıkarılabilir; %25 ve üzeri taze hava beslemesinde CO₂ konsantrasyonu bakımından istenilen iç hava kalitesi sağlanmaktadır. Fakat taze hava miktarı arttıkça otobüs kabiniin soğutma yükü artacağından %25 taze hava üzerindeki değerlerin ikinci ve üçüncü simülasyon çalışmasında kullanılması enerji verimliliği açısından uygun olmayacaktır. Enerji verimliliği göz önüne alındığında %20 taze hava miktarı da dahil edilerek %20 ve %25 taze hava beslemesi, ısı geri kazanım sistemi simülasyon çalışmalarında kullanılmıştır.

4.2. Düz Plakalı Isı Değiştiricileri için Elde Edilen Bulgular

Düz plakalı ısı değiştiricisi üzerine yapılan simülasyon çalışmasında; programa girilen değişkenlere göre farklı sonuçlar alınabilmektedir. Plaka boyutları, plaka sayısı, plakalar arası kanal aralığı, sıcak ve soğuk akışkan giriş sıcaklıkları parametrelerindeki değişimin cihazın etkenlik katsayısı, kanal içi akış hızı, ısı taşınım katsayısı ve çıkış sıcaklıkları üzerindeki etkileri tespit edilebilmektedir. Birden fazla değişken olduğundan, programa girilen değişkenler; girdiler, girdilerin değişimleri ile elde edilen sonuçlar ise; çıktılar olarak adlandırılmıştır. Plaka boyutları, plaka sayısı, plakalar arası kanal aralığı, akışkan giriş sıcaklıkları programın girdileridir. Etkenlik katsayısı, akış hızı, Nusselt sayısı ve akışkan çıkış sıcaklıkları ise çıktılardır. Her bir girdinin çıktılar üzerindeki etkileri incelenecektir. Bu sayede otobüslerde iç hava kalitesi sağlayan yüksek etkenliğe sahip (>%80) optimum reküperatör tasarımı yapılacaktır.

Otobüs kabinlerinde CO₂ seviyesi ve taze hava arasındaki ilişkiyi incelemek için yapılan ilk simülasyonda iç hava kalitesi için kabine alınması gereken taze hava oranları belirlenmiş ve veri olarak ikinci programa girilmiştir. Bu bölümde, %20 ve %25 taze hava debisi kabul edilerek simülasyon çalışmaları yapılacaktır.

4.2.1. Reküperatör tasarımını etkileyen parametrelerin incelenmesi

Bu bölümde, girdilerin değişimi ile sistem boyutları ve etkenliğinde ne gibi değişimlerin olacağı ele alınmıştır. Simülasyon çalışmasının yapılabilmesi için başlangıçta belirlenmesi gereken girdiler bulunmaktadır. Öncelikle yaz dönemlerinde otobüs kabinlerinin soğutulması için kullanılan toplam hava debisi 7000 m³/h olarak alınmıştır (Bölüm 2.2.1). Otobüslerdeki ısı konfor sıcaklıkları birçok etkene bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Aynı şekilde dış ortam sıcaklıkları da değişkendir. İç ortamdan çekilen kirli hava ve dış ortamdan alınan taze hava sıcaklıklarının sistem boyutları ve etkenlik üzerindeki etkisi Çizelge 4.2’de görülmektedir.

Çizelge 4.2. Giriş hava sıcaklıklarına göre etkenlik katsayısının değişimi (plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka sayısı 200 adet)

Taze Hava Sıcaklığı (°C)	Kirli Hava Sıcaklığı (°C)	Etkenlik	L ₃ (mm)	h (W/m ² K)
29	24	0.611	402.5	68.09
31		0.611	402.5	68.34
33		0.611	402.5	68.59
35		0.612	402.5	68.83
37		0.612	402.5	69.08
1	22	0.595	402.5	64.33
3		0.595	402.5	64.60
5		0.596	402.5	64.87
7		0.596	402.5	65.14
9		0.596	402.5	65.41

Çalışmada plaka sayısı; 200 adet, plakalar arası mesafe; 1.5 mm, plaka boyutu ise; 400 mm x 400 mm olarak sabit alınmıştır. Ayrıca dış ve iç ortam sıcaklıklarının etkenlik üzerine etkisini görebilmek için reküperatörün her iki tarafından geçen akışkan debileri de sabit alınmıştır.

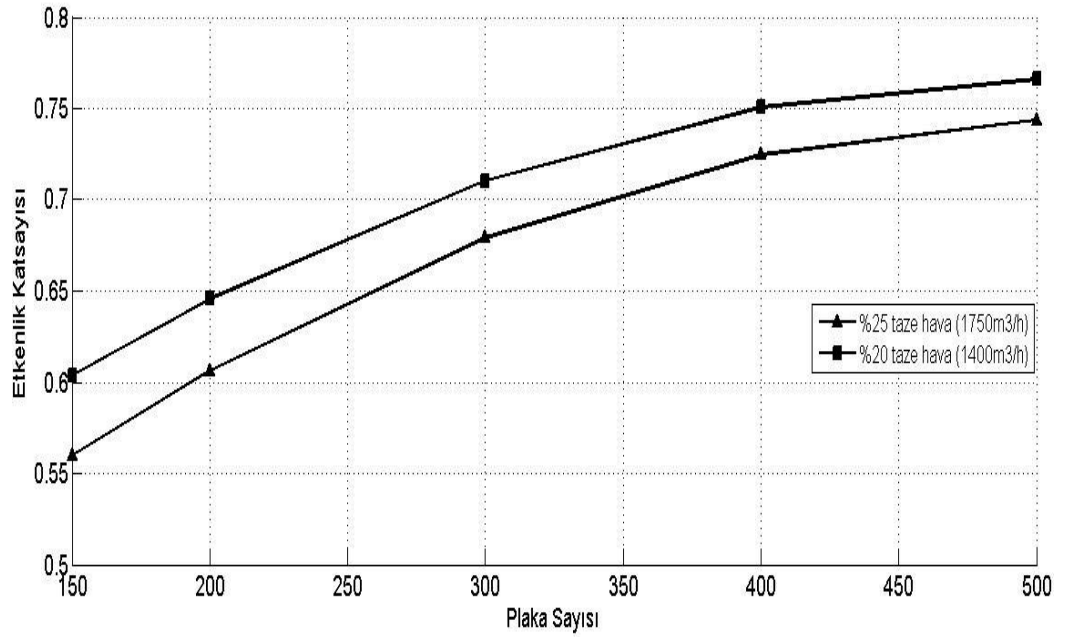
Çizelge 4.2 incelendiğinde, yaz ve kış dönemi için dış ortam sıcaklığındaki değişimin etkenlik üzerinde kayda değer bir değişime neden olmadığı görülmektedir. Genel olarak bakılacak olursa, dış ortam sıcaklığı her ne kadar değişken olsa da reküperatör etkenliğini ve boyutlarını çok fazla etkilemediği belirlenmiştir. Bu durumda yapılacak simülasyon çalışmalarında, yaz dönemi için dış ortam (taze hava) sıcaklığı; 35°C, iç ortam (kirli hava) sıcaklığı; 24°C alınmasına karar verilmiştir. Kış dönemi için ise dış ortam sıcaklığı 5°C, iç ortam sıcaklığı ise 22°C olarak kabul edilmiştir.

Plaka sayılarının, sistemin etkenlik katsayısı (ϵ) üzerine etkisi Şekil 4.2’de görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi, artan plaka sayısına bağlı olarak sistemin etkenlik katsayısında parabolik bir artış görülmektedir. Sabit hava debileri için, plaka sayısının artmasıyla sistemin etkenlik katsayısının artması normaldir. Şekil 4.3 incelendiğinde, artan plaka sayısı ile kanallar içerisindeki akış hızının azaldığı görülmektedir. Plaka sayısının artması hava geçiş kanallarının artmasına neden olacaktır. Akış hızının düşmesinin asıl nedeni hava geçiş kanallarının artması ve dolayısıyla hem taze hem de egzoz havası debisinin daha küçük debilere bölünmesidir.

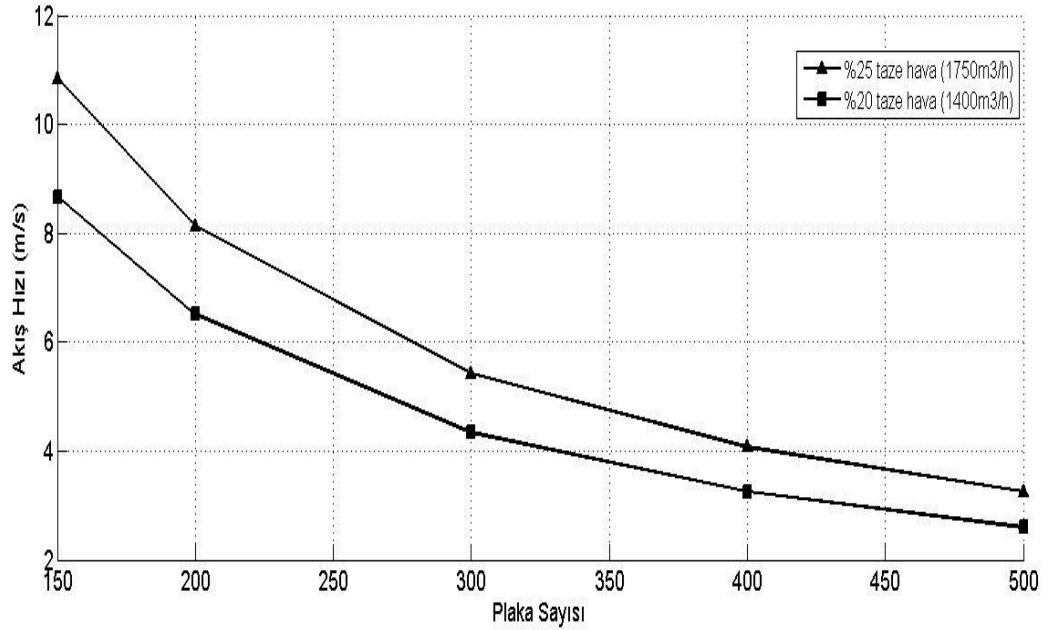
Reküperatör içerisindeki akış hızları, laminar akışın sağlanabilmesi için belirli bir sınırdan ($Re < 2300$) tutulmalıdır. Bilindiği gibi, kanal içi akışta yüksek ısı transfer katsayısının elde edilmesi için türbülanslı akış istenmektedir. Reküperatörlerde kanal kesit alanları çok küçük olduğundan, türbülanslı akışın sağlanması için akışkan hızı çok yüksek hızlara çıkarılmalıdır. Bu aslında reküperatörler için istenmeyen bir durumdur. Çünkü yüksek hızlarda akışkan bünyesindeki ısıyı diğer akışkana etkin bir şekilde aktarmadan kanaldan dışarı çıkacağından istenilen oranda ısı transferi gerçekleşmeyecektir. Bu durum reküperatör etkenlik katsayısının düşmesine neden olacaktır. Ayrıca yüksek hızlı bir akış gürültü meydana getirecektir. Bu nedenlerden dolayı reküperatörler, akış düzeni laminar akış olacak şekilde tasarlanacaktır.

Sabit bir plaka sayısına sahip küçük bir reküperatörün, akışkan debisinin fazla olduğu bir uygulamada kullanıldığını varsayalım. Böyle bir uygulamada reküperatör kanal içi akış hızları artırılarak istenilen debinin gerekli alanlara aktarımı sağlanabilir. Fakat yukarıda da belirtildiği gibi bu durum reküperatör etkenliğini olumsuz etkileyecektir. Ayrıca reküperatörün plaka sayısının az olması da etkenliğin düşmesinin diğer bir nedenidir. Bunun yerine bu tarz uygulamalarda reküperatör plaka sayısını arttırarak akış hızını düşürmek ve akışkanın ısı transfer yüzey alanını arttırmak daha doğru olacaktır.

Plaka sayısına bağlı olarak etkenlik katsayısı ve akış hızındaki değişimi belirlemek için yapılan simülasyonlarda, giriş havası debileri, plaka sayısı ve tahmini bir etkenlik katsayısı belirtilerek, gerçek etkenlik katsayısı iterasyon sonucu belirlenmiştir. Farklı plaka sayılarında bu işlem tekrarlanmış olup %20 ve %25 taze hava debisi için grafik elde edilmiştir.



Şekil 4.2. Etkenliğin plaka sayısına bağlı değişimi (plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)



Şekil 4.3. Akış hızının plaka sayısına bağlı değişimi (plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)

Şekil 4.2 incelendiğinde etkenliğin plaka sayısındaki artışa bağlı olarak artışı görülmektedir. Ayrıca %25 taze hava debisi için reküperatörün etkenlik katsayısının, %20 taze hava debisine göre daha az olduğu görülmektedir. Bunun nedeni sabit bir kesit alanından yüksek oranda akışkan aktarımının sebep olduğu hız artışıdır. Bu durum Şekil 4.3'de net bir şekilde görülmektedir. Daha önce de belirtildiği gibi (syf.55) akışkanın

kanaldan hızlı bir şekilde geçmesi ısı transfer süresini azaltacağından etkenliğin azalmasına neden olacaktır. Bu durumda aynı boyutlara sahip bir reküperatör için taze hava debisinde meydana gelen bir artışın, cihazın etkenlik katsayısında bir düşüşe neden olacağı söylenebilir. Ayrıca bu durumu NTU formülasyonu ile açıklayacak olursak; artan taze hava debisi ile NTU formülünün paydasında bulunan; akışkanın minimum ısı kapasite (C_{min}) değeri artacağından dolayı etkenlik katsayısı düşük hava debilerinde daha yüksek çıkacaktır.

Şekil 4.2 ve Şekil 4.3 birlikte incelenecek olursa, sabit hava debisi ve kanal aralıkları kabulü için, plaka sayısının artışı ve kanal içi akış hızının azalmasıyla etkenlik katsayısının arttığı söylenebilir. Aslında kanal içi akış hızının azalması, ısı taşınım katsayısının azalmasına sebep olacağından etkenliğin azalması beklenmektedir. Fakat Çizelge 4.3 incelendiğinde, artan plaka sayısı ile ısı transfer yüzey alanının arttığı görülmektedir. Plaka sayısı artıkça her ne kadar ısı taşınım katsayısı düşse de, reküperatörün ısı transfer yüzey alanı daha fazla artmakta ve böylece etkenlik katsayısı yükselmektedir.

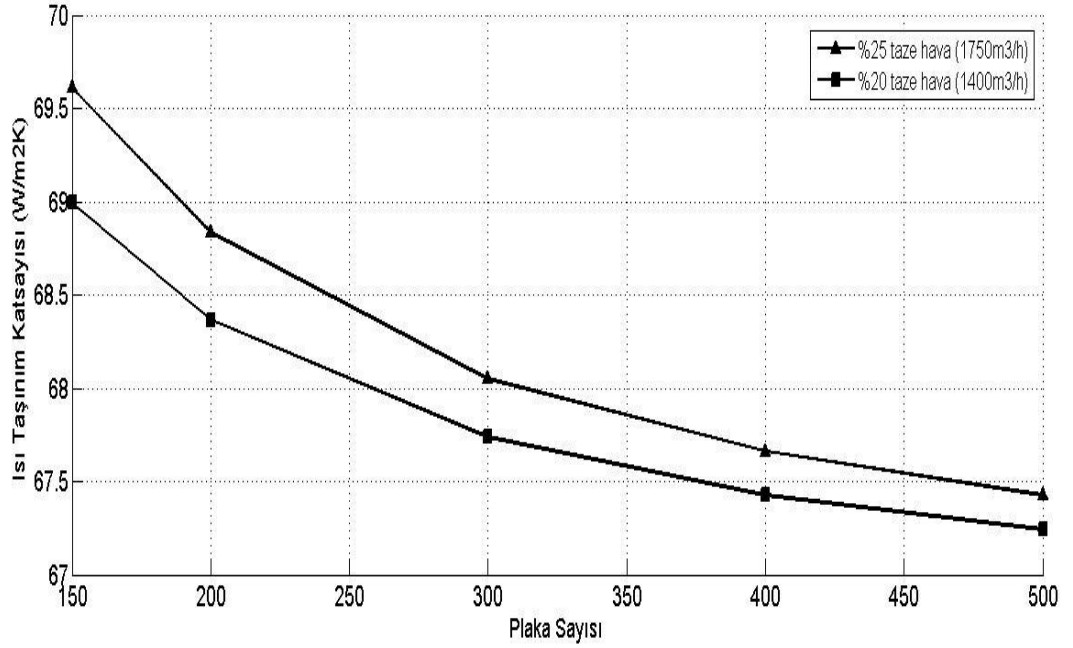
Çizelge 4.3. Plaka sayısına göre sistem boyutları ve ısı taşınım katsayıları (plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)

Plaka sayısı	Yüzey alanı (m ²)	L ₃ (mm)	h (W/m ² K)	Reynolds sayısı
100	16	202.5	71.13	2991.8
200	32	402.5	68.83	1502.6
300	48	602.5	68.05	1003.9
400	64	802.5	67.66	753.8
500	80	1002.5	67.42	603.6

Çizelge 4.3 hazırlanırken, plaka boyutları 400 mm x 400 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm ve plaka aralıkları ise 1.5 mm olarak sabit alınmıştır. Çizelge 4.3’de görüldüğü gibi, plaka sayısı artıkça ısı taşınım katsayısı ve Reynolds sayısının azaldığı görülmektedir. Sabit debide plaka sayısındaki artışın kanal içi akış hızlarını azaltması ve bu azalmanın da Reynolds sayısı ve dolayısıyla ısı taşınım katsayısını azaltması oldukça normaldir.

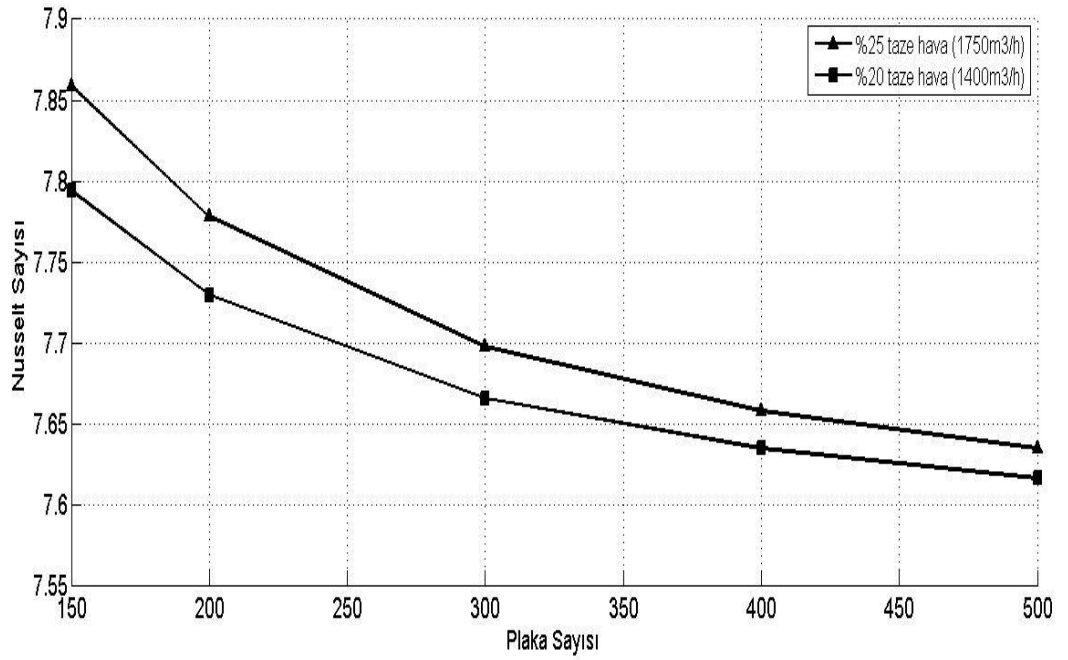
Plaka sayısındaki artışın ısı taşınım katsayısı üzerine etkisi grafiksel olarak Şekil 4.4’de gösterilmiştir. Plaka boyutları 400 mm x 400 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm ve plaka aralıkları ise 1.5 mm olarak sabit alınmıştır. Şekil 4.4 incelendiğinde plaka sayısındaki artışa bağlı olarak ısı taşınım katsayısının azaldığı görülmektedir. Plaka sayısındaki artışın aynı zamanda akış hızlarını da azalttığı (Şekil 4.3) düşünüldüğünde, ısı taşınım katsayısındaki bu azalmanın asıl nedeninin akış hızında meydana gelen azalma olduğu söylenebilir. Kanal içi akış hızının azalmasıyla ısı taşınım katsayısının azalması normaldir. Bilindiği gibi kanal içi tam gelişmiş laminar akışta Nusselt sayısı sabit kabul edilmektedir. Düz plakalardan oluşan reküperatör kanalları aslında bir dikdörtgen kesitli kanal olarak düşünülebilir. Ayrıca sisteme dışarıdan bir ısı girişi

olmadığından dolayı sabit yüzey sıcaklığı kabulü yapılabilir. Bu durumda Nusselt sayısı, dar ve çok uzun dikdörtgen kanallar için sabit yüzey sıcaklığında 7.54 alınmalıdır (Kılıç ve Yiğit 2014). Çalışmada laminer akış için hidrodinamik ve ısı giriş bölgeleri de dikkate alınarak, düz plakalı reküperatörler için yeni bir formülasyon kullanılmıştır (Denklem 3.44).



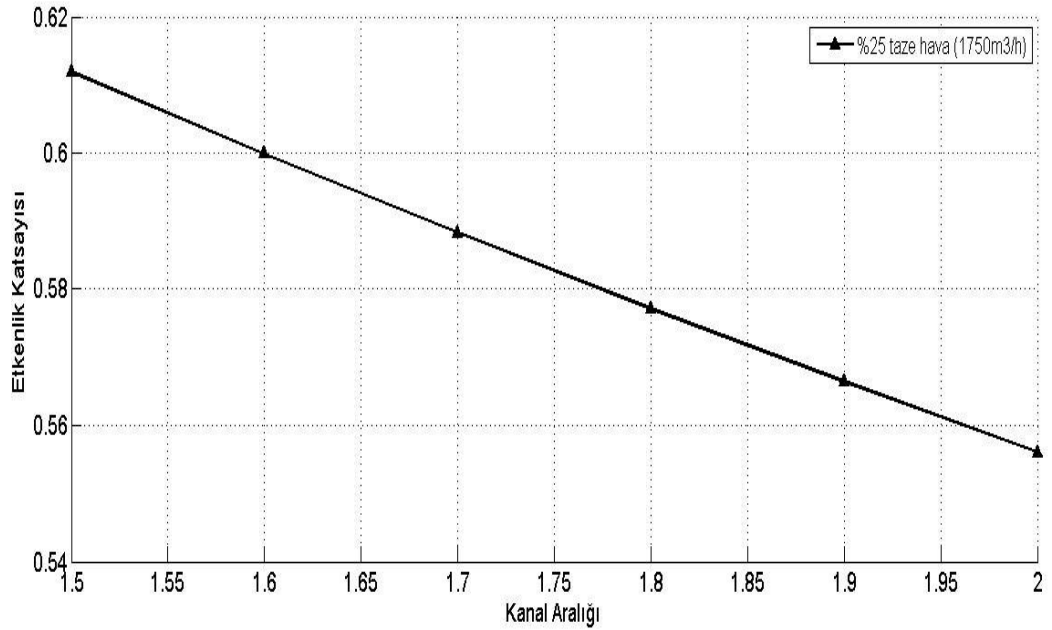
Şekil 4.4. Isı taşınım katsayısının plaka sayısına bağlı değişimi (plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)

Nusselt sayısının plaka sayısındaki artışa bağlı değişimi Şekil 4.5’de gösterilmiştir. Şekil 4.5’e bakıldığında, artan plaka sayısına bağlı olarak Nusselt sayısının azaldığı görülmektedir. Plaka sayısındaki artış, akış hızının azalmasına ve dolayısıyla Reynolds sayısının düşmesine neden olmaktadır. Nusselt sayısı da, Prandtl ve Reynolds sayılarındaki değişimden etkilendiğinden, Reynolds sayısındaki düşüşün Nusselt sayısını azalttığı söylenebilir. Ayrıca dikkat edilirse, Nusselt sayısı düşük farklarla 7.54 değerinin üzerinde seyretmektedir. Bu durum simülasyonda kullanılan formülasyonun doğruluğunu kanıtlamaktadır.



Şekil 4.5. Nusselt sayısının plaka sayısına bağlı değişimi (plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)

Plakalar arası mesafenin etkenlik katsayısı üzerine etkisi Şekil 4.6’da gösterilmiştir. Şekil 4.6 incelendiğinde, etkenlik katsayısının kanal aralığındaki (b) artışa bağlı olarak azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.6. Etkenlik katsayısının kanal aralığına bağlı değişimi (plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka sayısı 200 adet, plaka kalınlığı 0.5 mm)

Bilindiği gibi, kanal aralığındaki değişim hidrolik çapın ve kanal içi akış hızlarının değişmesine neden olacaktır. Kanal aralığı küçüldükçe hidrolik çap da küçülmekte ve kanal içi akış hızları artmaktadır. Bu durum etkenlik katsayısını da arttıracığından kanal aralığının mümkün olduğunca küçük olması gerekmektedir. Fakat 1.5 mm kanal aralığının altında akış hızları 8 m/s'nin üzerine çıkacaktır. Bu durum gürültü kirliliğine neden olacaktır. Ayrıca çok dar bir kanalın toz ve benzeri partiküller ile tıkanma riski çok yüksektir. Bu nedenle kanal aralığı belirlenirken 1.5 mm'nin altına inilmemiştir.

Bilindiği gibi, ısı transferinin artırılması için, ısı transfer katsayısının (h) yükseltilmesi gerekmektedir. Çizelge 4.4'e bakıldığında, artan kanal aralığı ile hidrolik çaplarda belirgin bir değişim olduğu, Nusselt ve Reynolds sayılarında ise kayda değer bir artış olmadığı görülmektedir. Bunun yanında kanal aralığındaki artış, akış hızlarının ve dolayısıyla ısı taşınım katsayısının azalmasına neden olmaktadır. Ayrıca kanal aralığındaki bu artış paket yüksekliğini (L_3) de arttıracaktır. Bu durumlar gösteriyor ki, kanal aralığını arttırmak etkenlik katsayısının azalmasına ve cihaz boyutlarının büyümesine, kanal aralığını daraltmak ise gürültü ve tıkanma riskinin artmasına neden olacaktır. Bu nedenle Çizelge 4.4. hazırlanırken kanal aralığı 1.5 – 2 mm aralığında alınmıştır. Taze hava debisi 1750 m³/h (%25 taze hava), plaka kalınlığı ise 0.5 mm olarak sabit alınmıştır. Bu çizelge ile, plakalar arası mesafenin etkenlik üzerine etkisi açık olarak gösterilmeye çalışılmıştır.

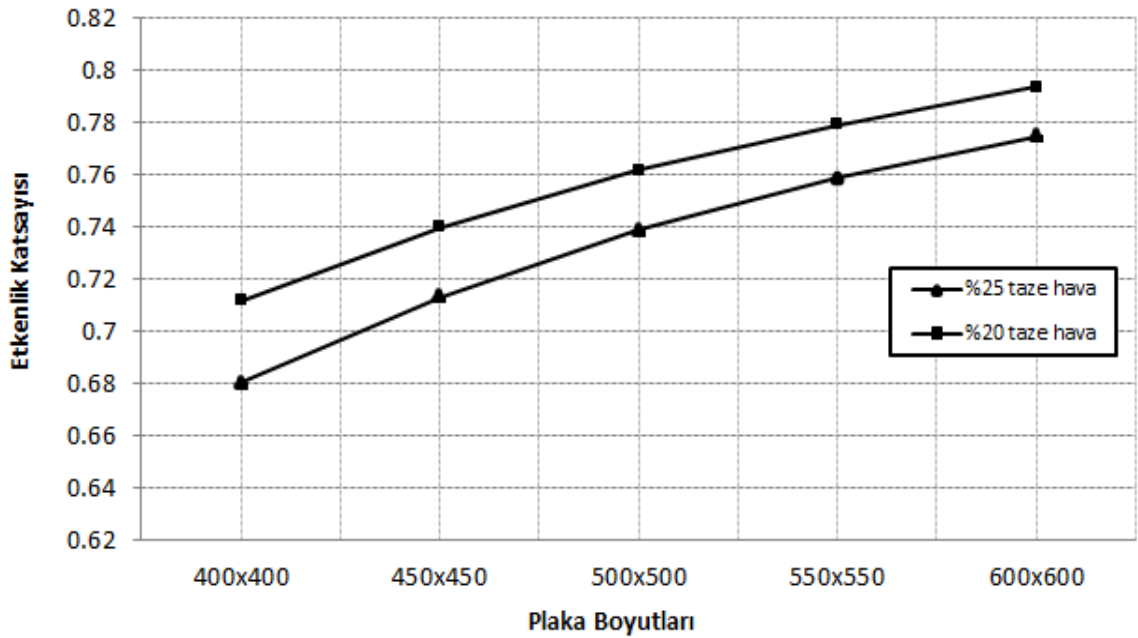
Çizelge 4.4. Kanal aralığına göre sistem boyutları ve ısı taşınım katsayıları (plaka kalınlığı 0.5 mm)

Plaka sayısı	b (mm)	D_h (mm)	W (m/s)	L_3 (mm)	Nu	Re	h (W/m ² K)
200	1.5	2.988	8.13	402.5	7.778	1502.1	68.83
200	1.6	3.187	7.62	422.6	7.794	1501.8	64.69
200	1.7	3.385	7.18	442.7	7.810	1501.3	61.04
200	1.8	3.584	6.78	462.8	7.826	1500.8	57.79
200	1.9	3.782	6.42	482.9	7.842	1500.4	54.88
200	2.0	3.980	6.10	503	7.858	1499.9	52.27

Kanal aralığının (b), reküperatör paket yüksekliği (L_3) ve ısı taşınım katsayısı (h) üzerindeki etkisi Çizelge 4.4'te görülmektedir. Çizelge 4.4 incelendiğinde, artan kanal aralığı ile hidrolik çapın ve reküperatör boyunun arttığı, ısı taşınım katsayısının ise azaldığı görülmektedir. Şekil 4.6'ya tekrar bakılırsa, kanal aralığındaki 0.5 mm'lik değişimin, etkenlik katsayısında yaklaşık %5.5 gibi büyük bir azalmaya neden olduğu görülecektir. Bu durum plaka aralığındaki değişim cihazın etkenliğini ne denli etkilediğini ortaya koymaktadır. Ayrıca plaka aralığındaki artışın, reküperatör paket yüksekliğini de olumsuz etkilediği Çizelge 4.4'te net olarak görülmektedir. Bu nedenlerden dolayı reküperatör kanal aralığının 1.5 mm olarak sabit alınmasına karar

verilmiştir. Ek olarak Bölüm 3.10.3’de yüksek verimli ısı geri kazanım cihazları (reküperatörler) için kanal aralığının 1.5 mm olarak alındığı belirtilmektedir.

Plaka sayısını arttırmak suretiyle yüksek etkenlik katsayılarının elde edilebileceği Şekil 4.2’de net olarak belirtilmişti. Ayrıca bu durumun reküperatör paket yüksekliğini arttıracak da Çizelge 4.3’te gösterilmişti. Etkenliği arttırmak için çok sayıda plaka kullanmak, reküperatör paket yüksekliğini çok fazla arttıracaktır. Otobüs kabininde herhangi bir yere bu denli büyük bir reküperatörü yerleştirmek olanaksızdır. Bu durum, sistemin ısı transfer yüzey alanını arttırmak için farklı çalışmalar yapılması gerektiğini ortaya çıkarmaktadır. Bu nedenle plaka sayısını arttırarak etkenliği arttırmak yerine plaka boyutlarının genişletilmesi gerekmektedir. Şekil 4.7 incelendiğinde, plaka boyutlarındaki artış ile etkenliğin arttığı görülmektedir. Plaka boyutları büyüdükçe, cihazın ısı transfer yüzey alanı artmakta ve böylece cihazın etkenlik katsayısı yükselmektedir. Yüzey alanının artması ile etkenlik katsayısının yükselmesi normaldir.



Şekil 4.7. Etkenlik katsayısının plaka boyutlarına bağlı değişimi (plaka sayısı 300 adet, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)

Plaka boyutları için yapılan bu çalışmada, plaka sayısı 300, plakalar arası mesafe 1.5 mm ve plaka kalınlığı 0.5 mm alınmıştır. Daha yüksek plaka sayılarında etkenliğin arttığı daha önceki çalışmada (Şekil 4.2) belirtilmişti. Fakat artan plaka sayısı, cihaz boyunun büyümesine neden olacağından otobüs kabinlerinde büyük yer kaplayacaktır. Bu yüzden, etkenlik katsayısının %70’in altında olmaması şartıyla reküperatör boyunun minimum tutulması gerekmektedir. Etkenlik şartı dikkate alınır, plaka sayısı yaklaşık 300 plakaya denk gelmektedir (Şekil 4.2). Bu durum belirlenen debilerde reküperatör boyunun yaklaşık 600 mm’den büyük olmaması anlamına gelmektedir.

Plaka boyutlarının kanal içi akış hızları ve etkenlik üzerindeki etkisi Çizelge 4.5’te görülmektedir. Çizelge 4.5 incelendiğinde, artan plaka boyutları ile kanal içi akış hızlarında belirgin bir azalma ve sistem etkenliğinde ise olumlu bir değişim olduğu

görülmektedir. Aslında kanal içi akış hızları azaldıkça etkenliğin de azalması gerekmektedir. Fakat yüzey alanındaki artış ısı transfer oranını çok daha fazla etkilediğinden plaka boyutları genişledikçe akış hızı azalmasına rağmen etkenlik katsayısı artmaktadır. Plaka boyutlarındaki artış ile yüzey alanlarının artması ve buna bağlı olarak etkenlik katsayısının yükselmesi normaldir.

Sabit hava debisi için plaka boyutlarının genişlemesi kesit alanının artmasına ve kanal içi akış hızlarının azalmasına sebep olmaktadır. Bilindiği gibi, reküperatör kanalları içerisindeki akışın laminar akış olabilmesi için, Reynolds sayısının 2300 değerini aşmaması gerekmektedir. Yapılan çalışmaların tümünde Reynolds sayısı 2300 değerinin altında kalmaktadır.

Çizelge 4.5. Plaka boyutlarına göre etkenlik ve kanal içi akış hızı değişimi (plaka sayısı 300 adet, plaka kalınlığı 0.5 mm)

Taze hava	Plaka boyutları (mm x mm)	Toplam kesit alanı (m ²)	Etkenlik (%)	Isı taşınım katsayısı (W/m ² K)	Kanal içi akış hızı (m/s)
%25 Taze Hava	400x400	0.0897	68.02	68.05	5.42
	500x500	0.1122	73.86	67.44	4.33
	600x600	0.1347	77.49	67.10	3.61
%20 Taze Hava	400x400	0.0897	71.16	67.14	4.34
	500x500	0.1122	76.19	67.24	3.47
	600x600	0.1347	79.36	66.97	2.88

Düz plakalı ısı değiştiricileri için yapılan bu çalışmadan şu sonuç çıkarılabilir ki, plaka sayısını arttırmak suretiyle yüksek etkenlik katsayıları (Şekil 4.2) ve düşük kanal içi akış hızları (Şekil 4.3) elde edilebilir. Buna rağmen plaka boyutlarını genişletmek, reküperatörün otobüs kabinlerine entegrasyonu sırasında ortaya çıkabilecek alan sorunlarını önleyebileceği için düz plakalı ısı değiştiricisi tasarımında; plaka sayısı bir noktaya kadar sınırlandırılmalı ve plaka boyutları arttırılmalıdır.

Bu sonuçlar yaz dönemi için dış ortam sıcaklığı 35°C, iç ortam sıcaklığı ise 24°C alınarak elde edilmiştir. Çizelge 4.2’de elde edilen veriler doğrultusunda kış dönemi için ise etkenlik katsayısında yaklaşık 0.015’lik bir azalma beklenebilir.

4.3. Dalgalı Çubuk Kanatçıklı Isı Değiştiricisi için Elde Edilen Bulgular

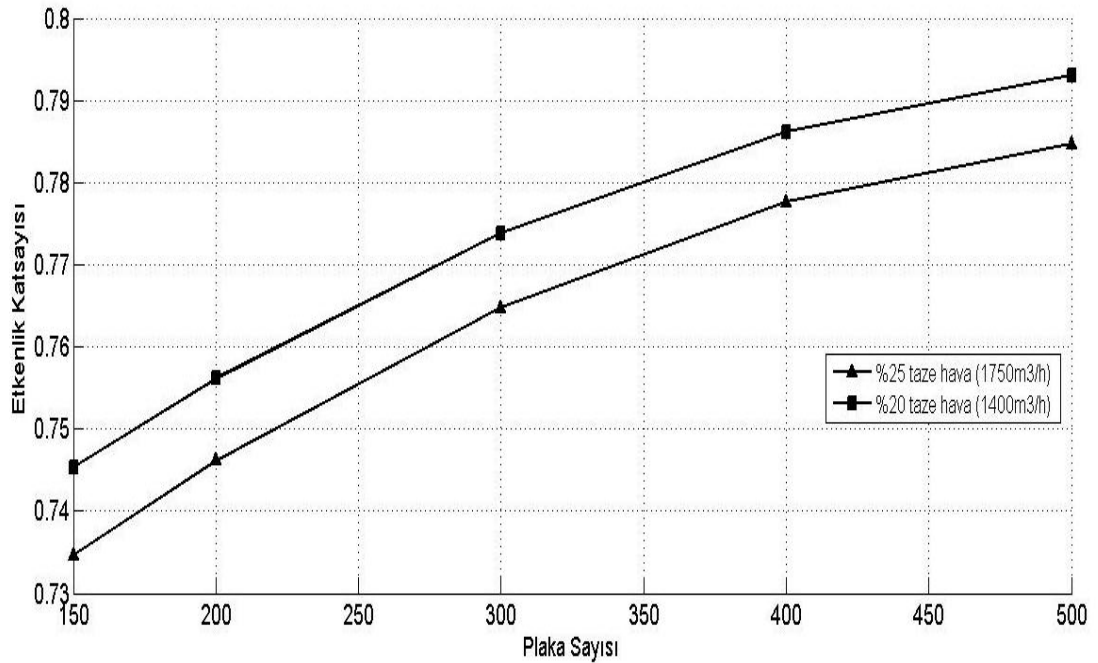
Dalgalı çubuk kanatçıklı ısı değiştiricisi üzerine yapılan simülasyon çalışmasında; programa girilen değişkenlere göre farklı sonuçlar alınabilmektedir. Düz plakalı eşanjörler için yapılan ikinci simülasyon çalışmasından farklı olarak bu çalışmada; kanatçık sayısı ve kanatçık uzunluğu parametrelerindeki değişimin de cihazın etkenlik katsayısı ve diğer çıktılar üzerine etkisi tespit edilebilmektedir.

Otobüs kabinlerinde CO₂ seviyesi ve taze hava arasındaki ilişkiyi incelemek için yapılan ilk simülasyonda iç hava kalitesi için kabine alınması gereken taze hava oranları belirlenmiş ve veri olarak üçüncü programa girilmiştir. Bu bölümde, %20 ve %25 taze hava debisi kabul edilerek simülasyon çalışmaları yapılacaktır.

4.3.1. Reküperatör tasarımını etkileyen parametrelerin incelenmesi

Bu bölümde, plaka sayısı, kanatçık sayısı ve kanatçık uzunluğunun değişimi ile cihazın etkenlik katsayısında, kanal içi akış hızında, ısı taşınım katsayısında ve cihazın boyutlarında ne gibi değişimlerin olacağı ele alınacaktır.

Dalgalı çubuk kanatçıklı reküperatörün simülasyon çalışmalarının yapılabilmesi için belirlenmesi gereken girdiler bulunmaktadır. Düz plakalı reküperatör çalışması ile karşılaştırılabilmesi için klima (toplam) hava debisi 7000 m³/h alınarak %20 ve %25 taze hava debisinde simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Plaka sayısının, cihazın etkenlik katsayısı üzerine etkisi Şekil 4.8'de görülmektedir. Artan plaka sayısı ile birlikte, cihazın etkenlik katsayısında bir artış görülmektedir.

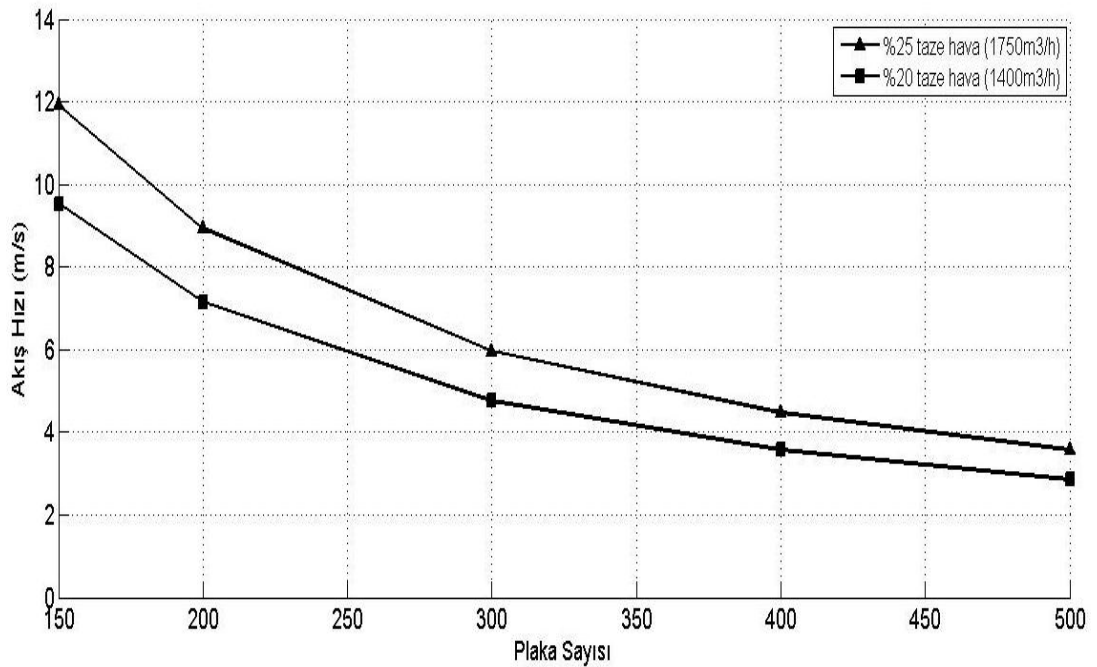


Şekil 4.8. Etkenliğin plaka sayısına bağlı değişimi (plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm, kanatçık sayısı 100 adet, kanatçıklar arası mesafe 3.9 mm, kanatçık uzunluğu 10 mm)

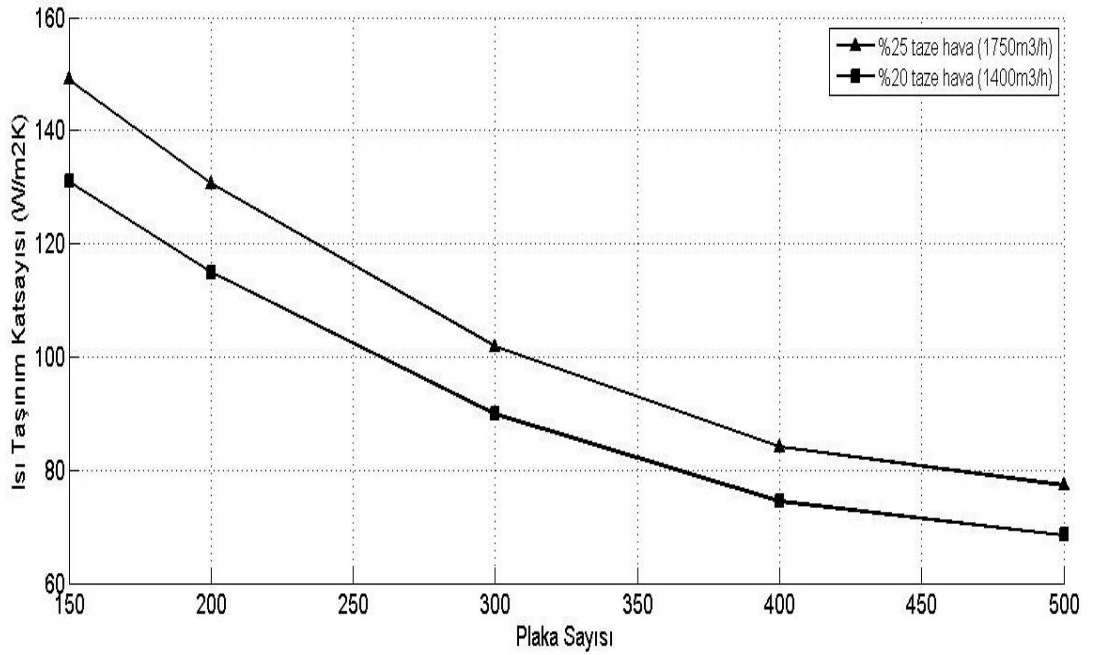
Şekil 4.8’de kanal aralığı 1.5 mm, plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm olarak sabit kabul edilmiştir. Başlangıçta plakalar arasına yerleştirilen bir geçişteki kanatçık sayısı (n_f) 100 adet, kanatçık uzunluğu (l_s) ise 10 mm olarak alınmıştır. Şekil 4.8. tekrar incelenirse, taze hava debisi arttıkça etkenlik katsayısının azaldığı da görülebilmektedir. Artan taze hava debisi ile NTU formülünün paydasında bulunan; akışkanın minimum ısıl kapasite (C_{min}) değeri artacağından dolayı etkenlik katsayısı düşük hava debilerinde daha yüksek çıkmaktadır.

Dalgali çubuk reküperatör için başlangıçta kabul edilen değerlere göre plaka sayısındaki değişimin kanal içi akış hızını nasıl etkilendiği Şekil 4.9’da görülmektedir. Plaka sayısındaki artışa bağlı olarak akış hızı parabolik bir şekilde azalmaktadır. Bir önceki bölümde belirtildiği gibi, plaka sayısının artması hava geçiş kanallarını arttırmakta ve bu durum taze hava debisini daha küçük debilere bölerek, akış hızlarının düşmesine neden olmaktadır.

Şekil 4.10 incelendiğinde, plaka sayısındaki artış ile ısı taşınım katsayılarının azaldığı görülmektedir. Artan plaka sayısı ile reküperatörün toplam yüzey alanı artmaktadır. Artan yüzey alanıyla, NTU değeri büyümekte ve böylece sistemin etkenlik katsayısı yükselmektedir. Isı transfer katsayısındaki azalma, yüzey alanındaki artışa nazaran yavaş kaldığından NTU değerinde artış olmaktadır. Bir önceki bölümde, ısı taşınım katsayısı hesaplamaları için sıcaklık değişimlerini de içine alan farklı bir Nusselt sayısı kullanılmıştır. Bu çalışmada, Nusselt sayısı yerine, yeni bir boyutsuz sayı kullanılmaktadır. Tam gelişmiş laminar akışta ölçülü değişimleri hesaba katabilen ve Stanton sayısı ile Prandtl sayısının modifiye edilmesi sonucu oluşturulan bu boyutsuz sayı j faktörü (Colburn faktörü) olarak adlandırılmaktadır.



Şekil 4.9. Akış hızının plaka sayısına bağlı değişimi (plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm, kanatçık sayısı 100 adet, kanatçıklar arası mesafe 3.9 mm, kanatçık uzunluğu 10 mm)

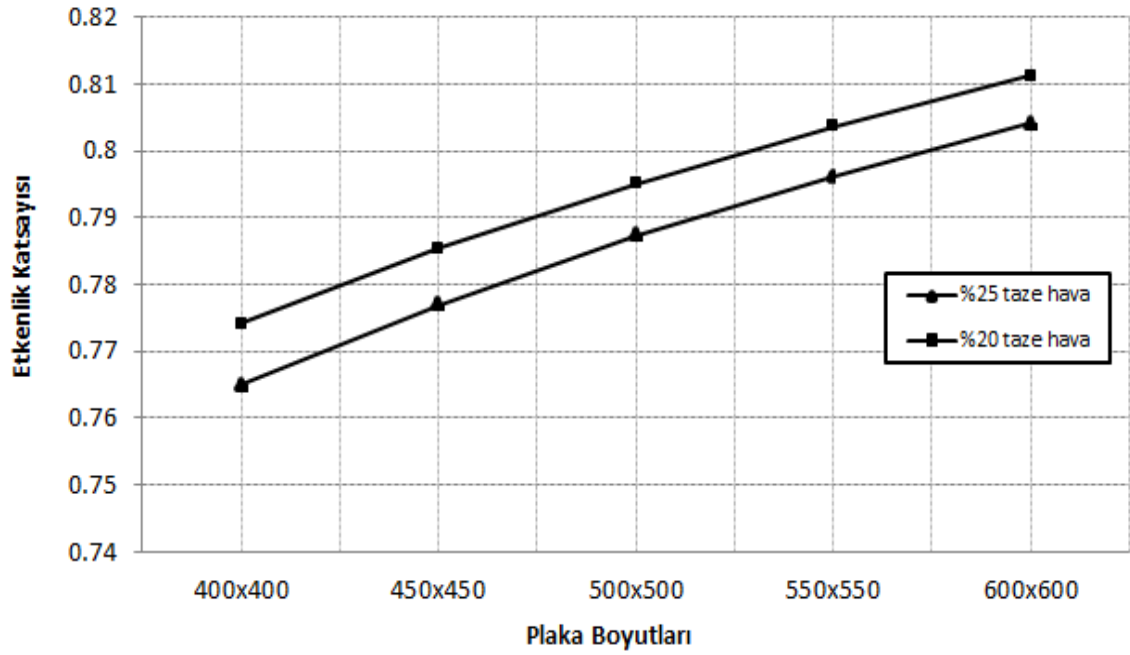


Şekil 4.10. Isı taşınım katsayısının plaka sayısına bağlı değişimi (plaka boyutu 400 mm x 400 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm, kanatçık sayısı 100 adet, kanatçıklar arası mesafe 3.9 mm, kanatçık uzunluğu 10 mm)

Şekil 4.10'a bakıldığında, %25 taze hava şartlarında ısı taşınım katsayısının %20 taze hava şartlarına göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Colburn faktörünün Stanton sayısından modifiye edildiği düşünülürse; artan taze hava debisi ile kanal içi akış hızları artmakta ve bu durum ısı taşınım katsayısını arttırmaktadır. Stanton sayısının formülasyonu düşünülürse (denklem 3.62); sabit hava yoğunluğu ve özgül ısı kapasitesi için akış hızının artması ile taşınım katsayısının artması normaldir.

Yukarıdaki çalışmaların hepsinde plaka boyutları 400 mm x 400 mm, birim geçiş için L_1 yönündeki kanatçık sayısı (n_f) 100 adet, kanatçık uzunluğu (l_s) 10 mm alınmıştır. L_2 yönündeki kanatçık sayısı (n_{off}), reküperatörün genişliği (L_2) kanatçık uzunluğuna (l_s) bölünerek elde edilmiştir.

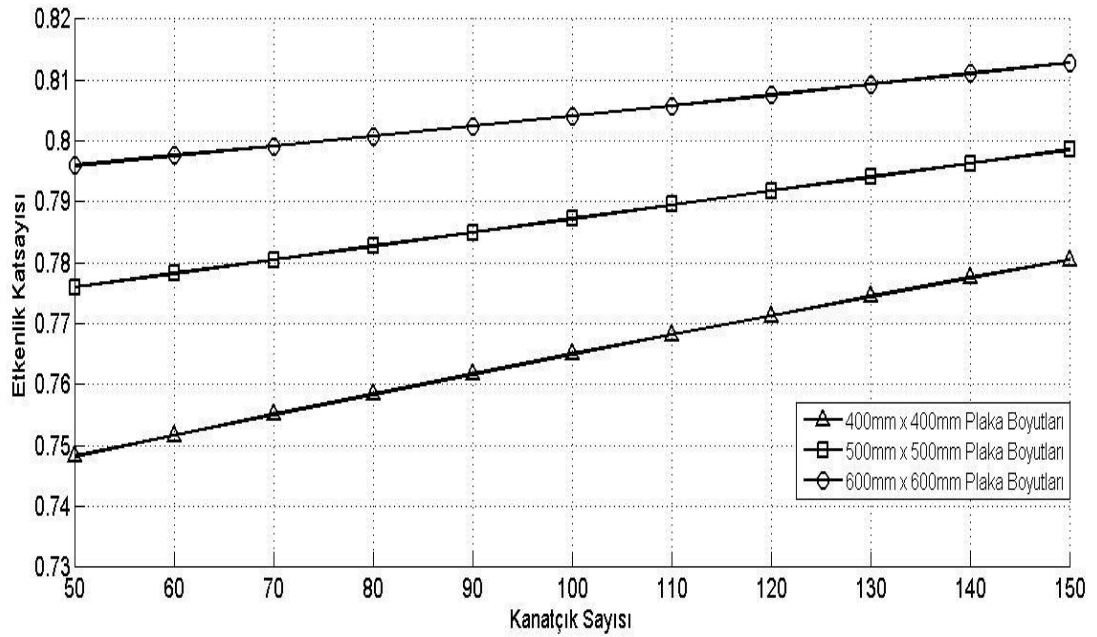
Plaka sayısının, etkenlik, akış hızı ve ısı taşınım katsayısı üzerine etkileri incelendiğinde, plaka sayısını arttırmanın etkenliği arttırdığı ve kanal içi akış hızını düşürdüğü ortaya çıkarılmıştır. Ancak bu artış, reküperatör paket yüksekliğinin artması gibi olumsuz bir duruma yol açmaktadır. Plaka sayısının yanı sıra plaka boyutlarının da arttırılması ile daha geniş yüzey alanına sahip reküperatör tasarımları yapılarak etkenlik katsayıları arttırılabilir. Plaka boyutunun etkenlik üzerine etkisi Şekil 4.11'de görülmektedir. Şekil 4.11 incelendiğinde, plaka boyutları arttıkça sistemin etkenlik katsayısı da artmaktadır. %20 ve %25 taze hava debilerinin her ikisi içinde bu artış geçerlidir. %20 taze hava debisi, diğerine nazaran daha yüksek etkenliğe sahip olduğu grafikte görülmektedir. Burada, plaka sayısı 300 adet, plakalar arası mesafe 1.5 mm, tek bir geçişteki kanatçık sayısı (n_f) 100 adet, kanatçıklar arası mesafe (p_f) 3.9 mm, kanatçık uzunluğu (l_s) ise 10 mm olarak sabit alınmıştır.



Şekil 4.11. Etkenlik katsayısının plaka boyutlarına bağlı değişimi (plaka sayısı 300 adet, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm, kanatçık sayısı 100 adet, kanatçıklar arası mesafe 3.9 mm, kanatçık uzunluğu 10 mm)

Önceki çalışmalarda, plaka boyutunun ve sayısının sistem üzerindeki etkisinin tespiti için kanatçık sayısı ve uzunluğu sabit alınmıştı. Bu iki değişkenin reküperatör tasarımı üzerine etkisi belirlemek için çalışmalar yapılmıştır. Taze hava debisi 1750 m³/h (%25 taze hava), plaka sayısı 300 adet, plaka aralığı 1.5 mm ve plaka kalınlığı 0.5 mm kabul edilerek, kanatçık sayısı ve kanatçık uzunluğundaki değişimin cihazın etkenlik katsayısı ve kanal içi akış hızlarını nasıl etkilediği ele alınacaktır.

Kanatçık sayısındaki değişimin sistemin etkenlik katsayısı üzerine tesiri Şekil 4.12’de görülmektedir. Çalışmada kanatçık sayısı olarak, akış yönüne dik doğrultudaki kanatçık sayıları ifade edilmektedir. Şekil 4.12 incelendiğinde, artan kanatçık sayısına bağlı olarak belirlenen farklı plaka boyutları için sistemin etkenlik katsayısının arttığı görülmektedir. Aynı zamanda kanatçık sayısının artmasıyla, ısı transfer yüzey alanı artmaktadır. Yüzey alanının artmasıyla sistemin etkenlik katsayısını artması normaldir. Ayrıca artan plaka boyutları ile sistemin etkenlik katsayısını arttığı görülmektedir. Fakat plaka boyutları arttıkça, kanatçık sayısındaki artışın sistemin etkenlik katsayısı üzerindeki etkisi azalmaktadır. Bu durumda daha büyük plaka boyutlarında, kanatçık sayısındaki artış sistemin etkenlik katsayısını daha az etkileyecek ve bir noktadan sonra önemsiz hale gelecektir.



Şekil 4.12. Etkenliğin kanatçık sayısına bağlı değişimi (plaka sayısı 300 adet, hava debisi $1750 \text{ m}^3/\text{h}$, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm, kanatçık uzunluğu 10 mm)

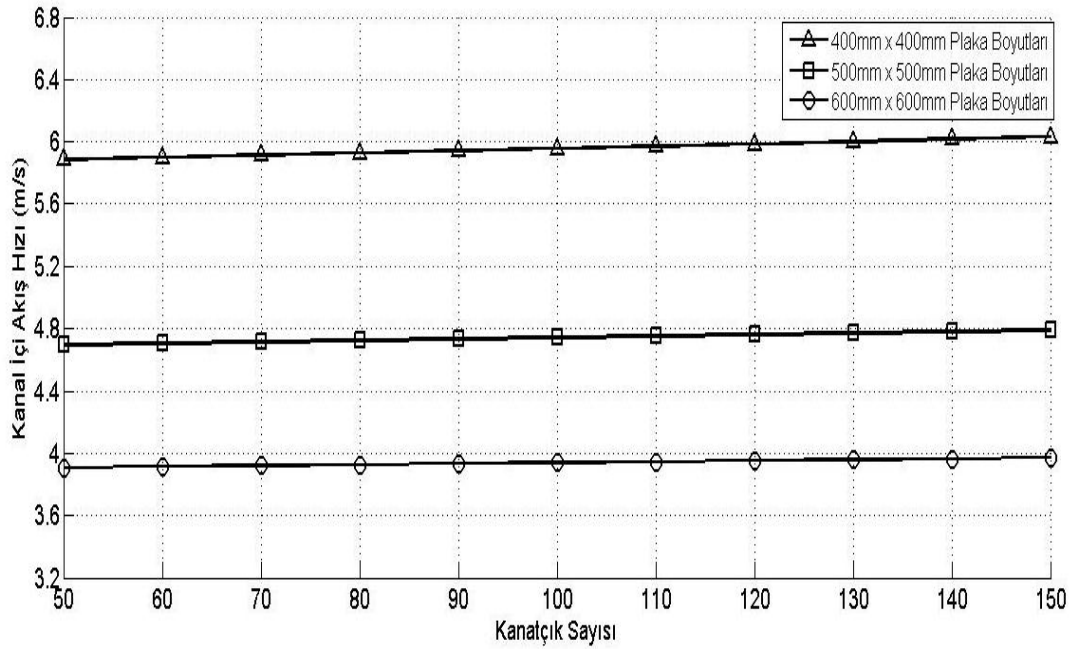
Kanatçık sayısının, etkenlik katsayısını üzerine etkisini belirlemek için yapılan bu çalışmada; kanatçık uzunluğu (l_s) 10 mm ve kanatçık kalınlığı (δ) 0.1 mm alınmıştır. Ayrıca plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı (δ_w) 0.5 mm ve cihazdan geçirilecek taze hava debisi ise $1750 \text{ m}^3/\text{h}$ alınmıştır. Şekil 4.12’de, kanatçık sayısındaki artışın etkenlik katsayısı üzerindeki etkisi belirtilmiştir. Ayrıca kanatçık sayısındaki artış ile kanal içi akış hızları başta olmak üzere birçok çıktı değişkenlik göstermektedir. Kanatçık sayısındaki değişimin kanal içi akış hızları, ısı taşınım katsayısı ve hidrolik çap üzerine tesiri Çizelge 4.6’da görülmektedir. Çizelge 4.6 incelendiğinde, artan kanatçık sayısı ile hidrolik çapın azaldığı, kanal içi akış hızlarının ve sistemin ısı taşınım katsayısının arttığı görülmektedir. İki plaka arasından hava geçişi düşünüldüğünde, kanatçık sayısının artması, havanın daha dar bir alandan geçmesine ve hidrolik çapın azalmasına sebep olacaktır. Hidrolik çaptaki bu azalma, aynı zamanda kanal içi akış hızlarının artmasına yol açmaktadır. Kesit alanının daralması ile akış hızının artması normaldir. Çizelge 4.6 hazırlanırken plaka boyutları 600 mm x 600 mm olarak alınmıştır.

Çizelge 4.6. Kanatçık sayısına göre etkenlik ve hidrolik çap değişimi (plaka boyutu 600 mm x 600 mm, plaka sayısı 300 adet, kanatçık uzunluğu 10 mm, hava debisi 1750 m³/h, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)

L₁ yönündeki birim kanatçık sayısı	Etkenlik (%)	Kanal içi akış hızı (m/s)	Isı taşınım katsayısı (W/m²K)	Hidrolik çap (mm)
50	79.61	3.90	77.22	2.49
70	79.91	3.92	77.43	2.39
90	80.24	3.93	77.92	2.29
110	80.58	3.94	78.71	2.20
130	80.93	3.96	79.72	2.12
150	81.28	3.97	80.89	2.05

Çizelge 4.6'ya bakıldığında, kanatçık sayısındaki artışa bağlı olarak ısı taşınım katsayısının arttığı görülmektedir. Kanal içi akış hızlarının artmasıyla ısı taşınım katsayısının artması normaldir. Bilindiği gibi, ısı taşınım katsayısı hesaplamasında kullanılan Colburn faktörü, Stanton ve Prandtl sayılarından oluşmaktadır. Isı taşınım katsayısının belirlenmesi için Nusselt sayısı yerine Colburn faktörü (*j*) kullanıldığı daha önce belirtilmişti. Stanton sayısı incelendiğinde (Denklem 3.63), ısı taşınım katsayısı ile akış hızlarının doğru orantılı olduğu görülmektedir. Stanton sayısı ile Colburn faktörünün de doğru orantılı olduğu ve kanatçık sayısı arttıkça Colburn faktöründe kayda değer bir değişim olmadığı düşünüldüğünde, kanal içi akış hızlarının artması ısı taşınım katsayısının artmasına sebep olmaktadır.

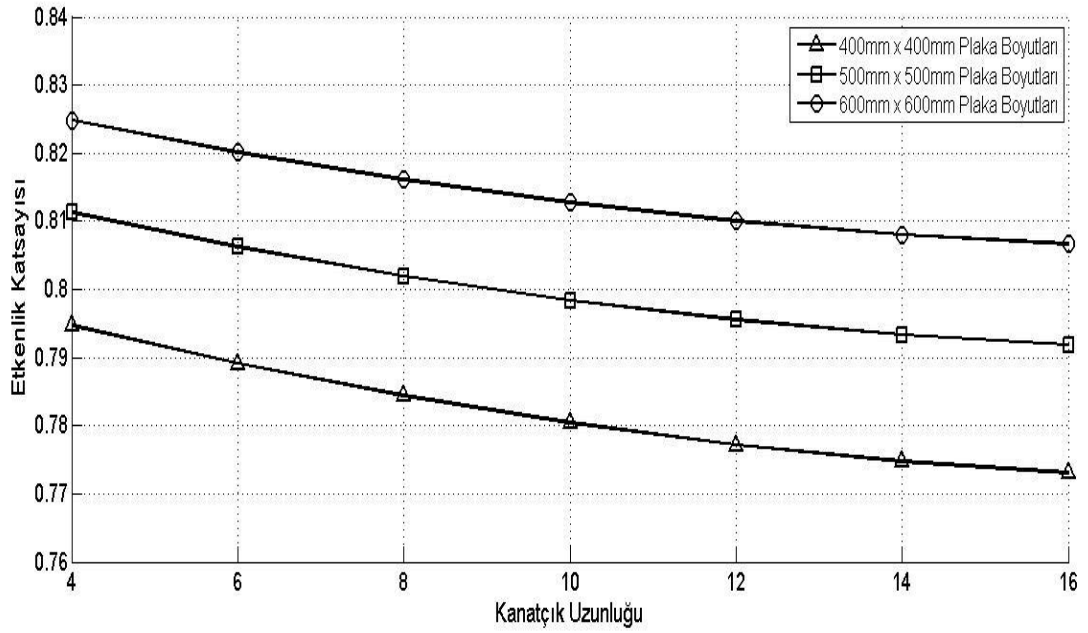
Farklı plaka boyutları için kanal içi akış hızlarının kanatçık sayısına bağlı değişimi Şekil 4.13'te görülmektedir. Şekil 4.13 incelendiğinde, tüm plaka boyutları için artan kanatçık sayısına bağlı olarak kanal içi akış hızlarının arttığı görülmektedir. Ayrıca plaka boyutlarındaki artış ile akış hızlarının azaldığı da söylenebilir. Bunun nedeni, artan plaka boyutları ile kanal kesit alanlarının artmasıdır. Kütleli debi formülü düşünüldüğünde, sabit hacimsel hava debisi ve sabit hava yoğunluğunda kesit alanının artması ile akış hızının azalması normaldir.



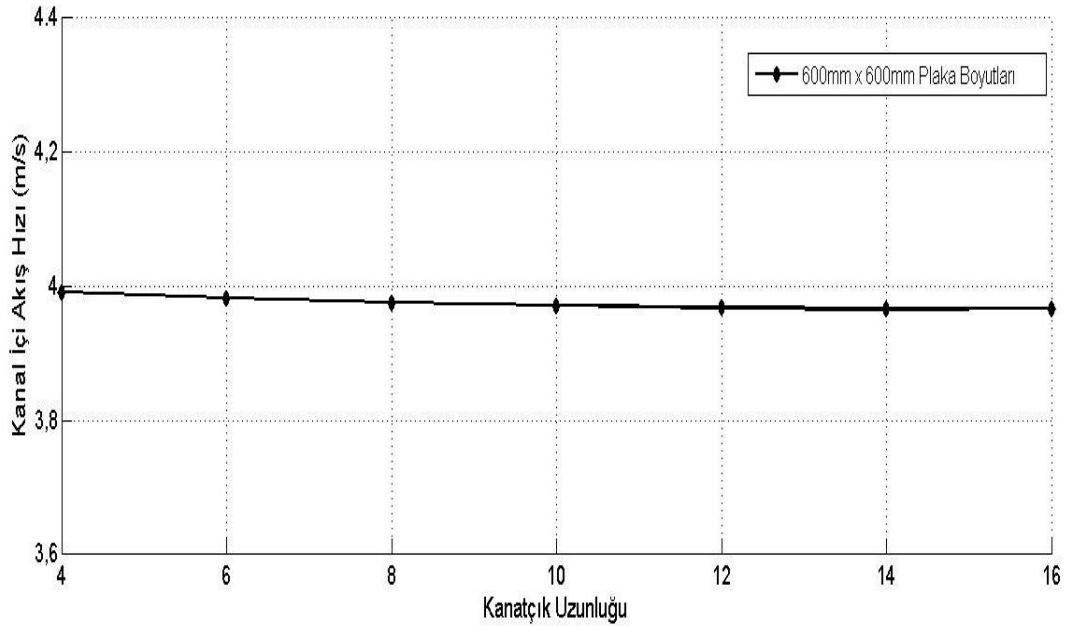
Şekil 4.13. Kanal içi akış hızının kanatçık sayısına bağlı değişimi (plaka sayısı 300 adet, plaka boyutu 600mm x 600mm, hava debisi 1750 m³/h, kanatçık uzunluğu 10 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)

Kanatçık sayısındaki artışın, sistemin etkinliğini arttırdığı (Şekil 4.12) ve kanal içi akış hızında kayda değer bir değişime neden olmadığı (Şekil 4.13) belirlenmiştir. Buna göre sisteme ne kadar çok kanatçık eklenirse, sistemin etkinliği de o kadar fazla artacaktır. Fakat kanatçık sayısı arttıkça hava geçiş kanalları daralmakta ve kanatçıklar birbirlerine yaklaşmaktadır. Otobüs kabinlerindeki toz ve zararlı partiküllerin yoğunluğu dikkate alındığında, kanalların daralması sistemin tıkanma ihtimalini arttıracığından kanatçıklar birbirine fazla yaklaştırılmamalıdır. Bu nedenle simülasyon iki kanatçık arası mesafe (p_f); 4 mm değerinin altına düşmeyecek şekilde tasarlanmıştır. Örneğin: Plaka boyutları 600 mm x 600 mm olan bir cihazın her kanalına akış yönüne dik yönde 150 adet kanatçık yerleştirildiğini kabul edelim. Kanatçık kalınlığının 0.1 mm olduğu düşünülürse iki kanatçık arası mesafe 3.9 mm olacaktır. 150 adet kanatçık değeri 600 mm x 600 mm plaka boyutu için Şekil 4.12 ve Şekil 4.13 de gösterildiği gibi üst değer olarak alınmıştır. Çünkü bu değer üzerinde kanalların tıkanma riski artabilir.

Kanatçık uzunluğunun, cihazın etkinlik katsayısı ve kanal içi akış hızlarını nasıl etkileyeceğini belirlemek için yapılan çalışmada birim geçiş için L_1 yönündeki kanatçık sayısı (n_f) 150 adet alınmıştır. Ayrıca taze hava debisi 1750 m³/h (%25 taze hava), plaka sayısı 300 adet, plaka aralığı 1.5 mm ve plaka kalınlığı 0.5 mm alınmıştır. Kanatçık uzunluğunun sistemin etkinlik katsayısı üzerine etkisi Şekil 4.14'te görülmektedir. Şekil 4.14'e göre, artan kanatçık uzunluğu ile birlikte, sistemin etkinlik katsayısının azaldığı görülmektedir. Ayrıca bu azalmanın kanatçık uzunluğundaki artışa bağlı olarak giderek azaldığı görülmektedir. Şekil 4.15 incelendiğinde, artan kanatçık uzunluğu ile kanal içi akış hızlarının azaldığı görülmektedir. Fakat bu azalma kayda değer bir azalma değildir. Yine de kanal içi akış hızlarında meydana gelen azalma, ısı taşınım katsayısının azalmasına neden olacağından dolayı dikkate alınmalıdır.



Şekil 4.14. Etkenlik katsayısının kanatçık uzunluğuna bağlı değişimi (plaka sayısı 300 adet, birim kanalda akış yönüne dik yöndeki kanatçık sayısı 150 adet, hava debisi 1750 m³/h, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)



Şekil 4.15. Kanal içi akış hızının kanatçık uzunluğuna bağlı değişimi (plaka sayısı 300 adet, birim kanalda akış yönüne dik yöndeki kanatçık sayısı 150 adet, hava debisi 1750 m³/h, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)

Bu çalışma, 600 mm x 600 mm plaka boyutları için gerçekleştirilmiştir. Aynı şekilde Çizelge 4.7 hazırlanırken de plaka boyutları aynı alınmıştır.

Kanatçık uzunluğuna göre, ısı taşınım katsayısındaki değişim Çizelge 4.7’de görülmektedir. Çizelge 4.7’e bakılırsa, artan kanatçık uzunluğuna bağlı olarak kanal içi akış hızında ve ısı taşınım katsayısında azalma görülmektedir. Isı taşınım katsayısındaki bu azalma, etkenliğin de azalmasına neden olsa da bu azalma kayda değer değildir.

Çizelge 4.7. Kanatçık uzunluğuna göre ısı taşınım katsayısı değişimi (plaka boyutu 600 mm x 600 mm, plaka sayısı 300 adet, birim kanalda akış yönüne dik yöndeki kanatçık sayısı 150 adet, hava debisi 1750 m³/h, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)

Kanatçık uzunluğu (mm)	Etkenlik (%)	Kanal içi akış hızı (m/s)	Isı taşınım katsayısı (W/m ² K)
4	82.52	3.993	96.36
8	81.58	3.981	84.34
12	81.03	3.970	78.21
16	80.64	3.962	74.19

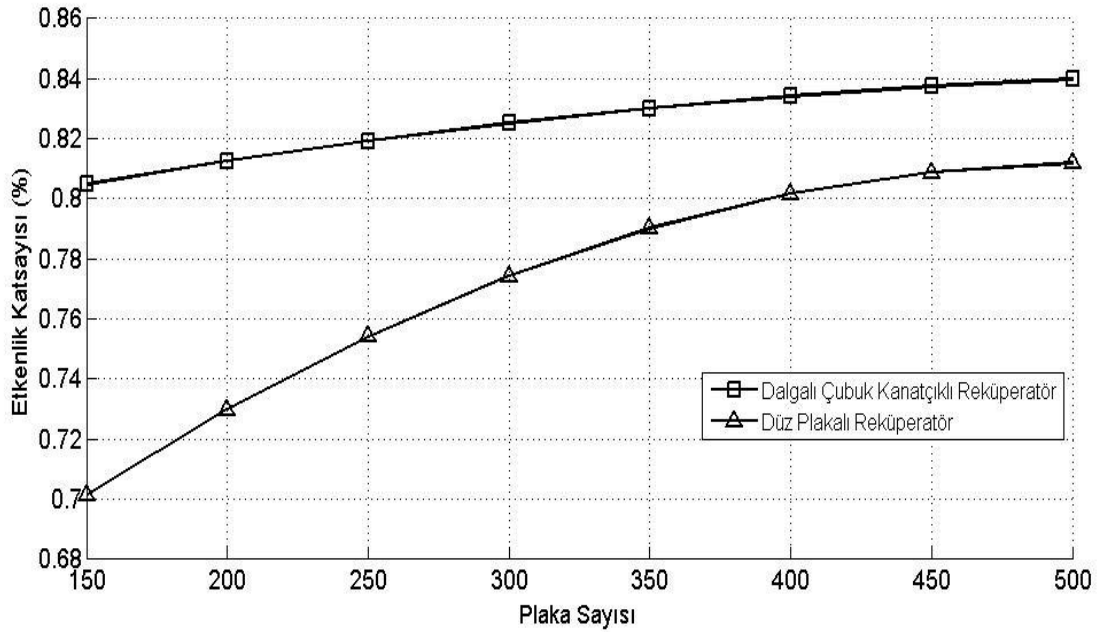
Kanatçık sayısı ve uzunluğu belirlenmesi için yapılan çalışmalardan şu sonuç çıkarılabilir, kanatçık sayısını arttırmak (Şekil 4.12) ve kanatçık uzunluğunu azaltmak (Şekil 4.14) suretiyle yüksek etkenlik katsayısı elde edilebilmektedir. Kanatçık sayısı ve uzunluğundaki bu değişimin akış hızlarını çok fazla etkilememesi de olumlu karşılanabilir (Şekil 4.13 ve Şekil 4.15). Bu yüzden dalgalı çubuk kanatçıklı reküperatör tasarımı, kısa ve çok sayıda kanatçık kullanılmalıdır.

4.4. Düz Plakalı ve Dalgalı Çubuk Kanatçıklı Isı Değiştiricisinin Karşılaştırılması

Düz plakalı ve dalgalı çubuk kanatçıklı ısı değiştiricileri üzerine yapılan çalışmalar, yukarıdaki bölümlerde detaylı olarak ayrı ayrı incelenmiştir. Bu bölümde, iki farklı simülasyondan elde edilen sonuçlar karşılaştırılacaktır. Her iki tasarımın karşılaştırılabilmesi için bazı değişkenlerin sabit olduğu kabul edilmiştir. Plaka sayısının, etkenlik katsayısı ve akış hızı üzerine etkisi incelenirken, plaka boyutları 600 mm x 600 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı ise 0.5 mm olarak alınmıştır. Bir önceki bölümde, dalgalı çubuk kanatçıklı reküperatör için yapılan inceleme çalışmaları sonucu, kanatçıkların kısa ve çok sayıda olması gerektiği tespit edilmişti. Yapılacak karşılaştırma çalışmalarında, hava debisi 1750 m³/h (%25 taze hava), akışın gerçekleştiği yöne dik doğrultudaki kanatçık sayısı (n_f) 150 adet, kanatçık uzunluğu (l_s) 4 mm olarak alınmıştır.

Plaka sayısındaki artışa bağlı olarak her iki tasarımın etkenlik katsayılarındaki değişim Şekil 4.16’da görülmektedir. Şekil 4.16 incelenirse, dalgalı çubuk kanatçıklı reküperatörün etkenlik katsayısı, aynı boyutlardaki düz plakalı reküperatöre göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Plaka sayısındaki artışa bağlı olarak düz plakalı reküperatör etkenliğinde giderek azalan bir artış olduğu gözlenmektedir. Dalgalı çubuk kanatçıklı reküperatörde ise düzenli bir yükseliş görülmektedir. Bu durum gösteriyor ki, düz plakalı reküperatör plaka sayısındaki artışın, etkenlik üzerine etkisi bir noktadan sonra etkisi kalmayacaktır. Dalgalı çubuk reküperatörde ise plaka sayısı arttıkça,

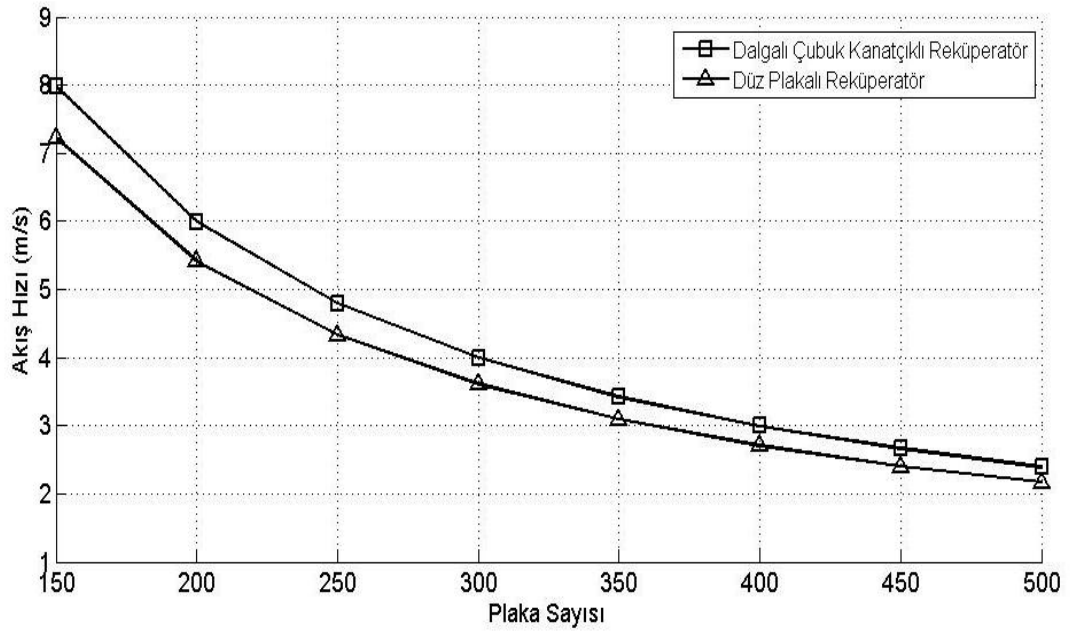
kanatçık sayısı ve ısı transfer yüzey alanı artmaktadır. Bu durum etkinliğin düzenli bir şekilde artmasına katkı sağlamaktadır.



Şekil 4.16. Farklı reküperatör tasarımlarında, etkinliğin plaka sayısına bağlı değişimi (plaka boyutu 600 mm x 600 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)

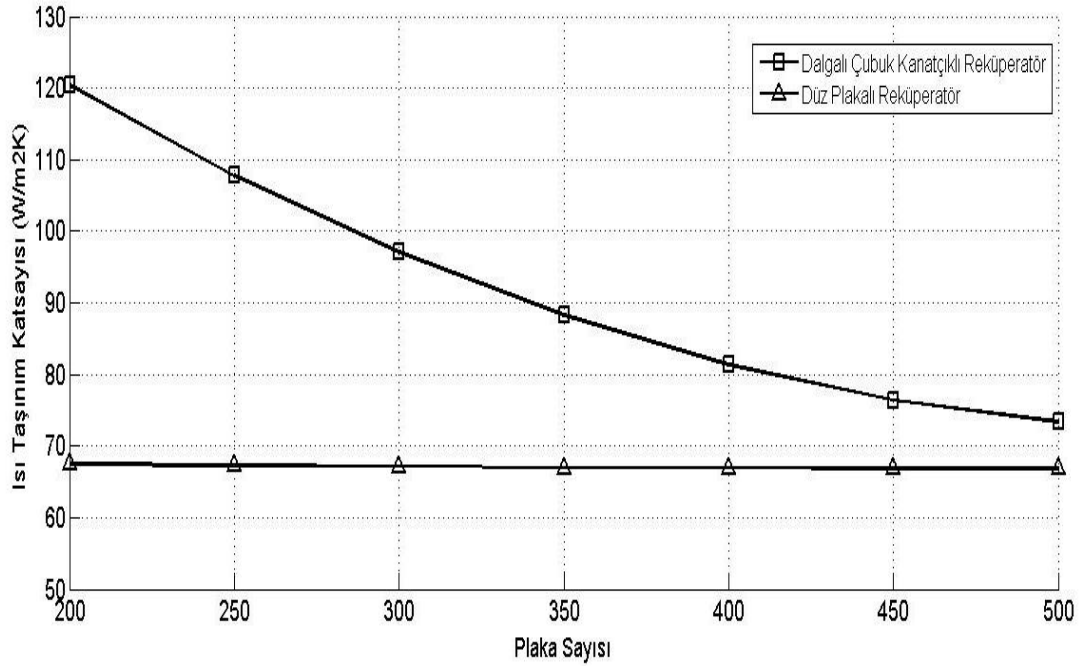
Aynı boyutlarda olan iki farklı reküperatör tasarımı için, plaka sayısına bağlı kanal içi akış hızlarındaki değişim Şekil 4.17’de sunulmuştur. Şekil 4.17 incelendiğinde, plaka sayısındaki artışa bağlı olarak kanal içi akış hızının azaldığı görülmektedir. Bu azalış her iki reküperatör tasarımı için de geçerlidir. Ayrıca plaka sayısı arttıkça, akış hızlarındaki azalma giderek düşmektedir.

Sabit plaka sayısı için, dalgali çubuk kanatçıklı ısı değiştiricisindeki hava akış hızı, düz plakalıya göre daha yüksektir. Tasarımdaki kanatçıkların, hava geçiş kanallarını daraltması nedeniyle akış hızlarının düz plakalıya göre yüksek çıkması oldukça normaldir. Fakat akış hızlarının yükselmesi, basınç kayıplarında artışa neden olacaktır. Bu durum dalgali çubuk kanatçıklı reküperatör tasarımının olumsuz yönüdür.



Şekil 4.17. Farklı reküperatör tasarımlarında, akış hızının plaka sayısına bağlı değişimi (plaka boyutu 600 mm x 600 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)

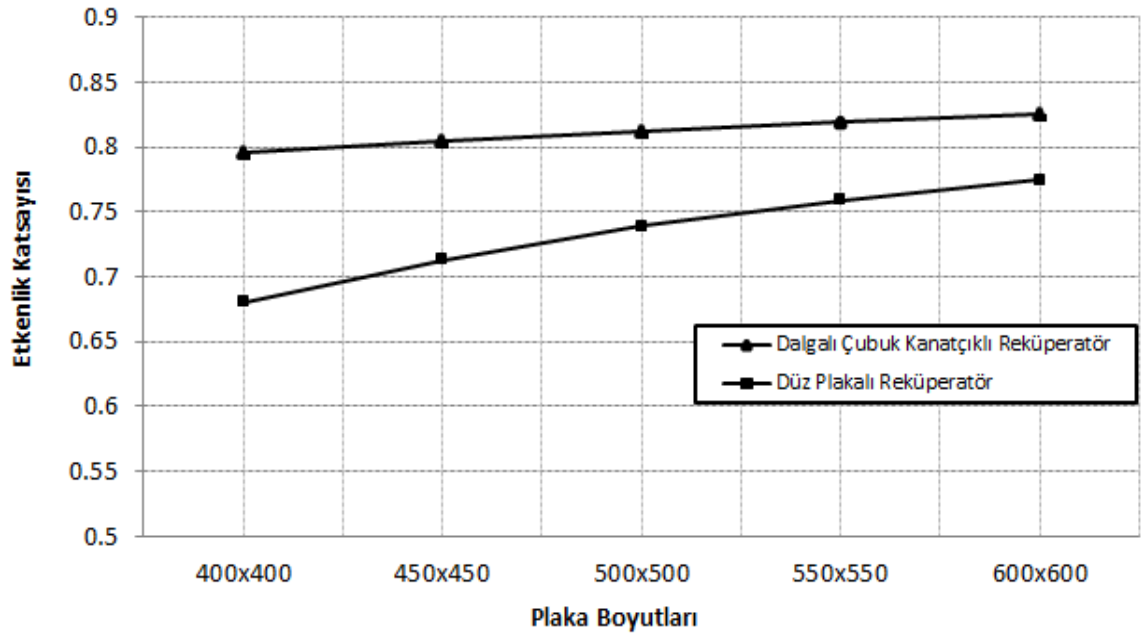
Isı taşınım katsayılarının, plaka sayısına bağlı değişimi Şekil 4.18’de görülmektedir. Şekil 4.18 incelendiğinde, özellikle dalgali çubuk kanatçıklı reküperatör için plaka sayısı arttıkça ısı taşınım katsayısının azaldığı görülmektedir. Dalgali çubuk kanatçıklı reküperatörde bu azalış hızlı bir şekilde gerçekleşmesine rağmen düz plakalı reküperatör ısı taşınım katsayısında çok fazla bir azalma görülmemektedir. Bilindiği gibi, reküperatör tasarımında düz plakaların oluşturduğu kanallar aslında birer dikdörtgen kanal olarak düşünülmektedir. Bu durumda tam gelişmiş laminar akış için Nusselt sayısı, dar ve çok uzun dikdörtgen kanallar için sabit yüzey sıcaklığında 7.54 alınmalıdır (Kılıç ve Yiğit 2014). Çalışmada laminar akış için hidrodinamik ve ısı girişi bölgeleri de dikkate alındığından, düz plakalı reküperatörler için yeni bir formül kullanılmıştı. Yine de Nusselt sayısı için elde edilen sonuçların 7.54 değerine yakın bir değerde seyrettiği önceki bölümlerde belirtilmişti (Şekil 4.5). Bu nedenle düz plakalı reküperatör için, ısı taşınım katsayısı çok fazla değişkenlik göstermemektedir. Dalgali çubuk reküperatörde ise Nusselt sayısı yerine tasarıma özgü yeni bir boyutsuz sayı (Colburn faktörü) kullanıldığı belirtilmişti. Colburn faktörü formülüne bakıldığında (Denklemler 3.62), kanal içi akış hızlarının ısı taşınım katsayısını doğrudan etkilediği görülebilir. Düşük plaka sayılarında, akış hızının çok yüksek olmasından dolayı ısı taşınım katsayıları çok büyük çıkmaktadır. Plaka sayısındaki artışa bağlı olarak akış hızında meydana gelen azalma ısı taşınım katsayısının da düşmesine neden olmaktadır.



Şekil 4.18. Farklı reküperatör tasarımlarında, ısı taşınım katsayısının plaka sayısına bağlı değişimi (plaka boyutu 600 mm x 600 mm, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)

Her iki cihazın, plaka boyutlarının büyümesine bağlı olarak etkenlik katsayısının değişimi Şekil 4.19’da görülmektedir. Şekil 4.19 incelenirse, dalgali çubuk kanatçıklı reküperatör için etkenlik katsayısının 0.79 ve 0.84 aralığında değiştiği, düz plakalı reküperatör için etkenliğin 0.68 ve 0.77 arasında değiştiği görülmektedir. Her iki tasarım için, artan plaka boyutları ile etkenliğin yükseldiği görülmektedir. Plaka boyutlarındaki artış ile ısı transfer yüzey alanının büyümesi ve dolayısıyla etkenlik katsayısının artması normaldir. Karşılaştırma yapacak olursak, dalgali çubuk kanatçıklı reküperatörün etkenlik bakımından diğer reküperatörden daha üstündür. Bunun nedeni, normal olarak kanatçıkların, ısı transfer yüzey alanını arttırmasıdır.

Düz plakalı ve dalgali çubuk kanatçıklı reküperatör performans ve boyutlarının karşılaştırılması Çizelge 4.8’de görülmektedir. Dalgali çubuk kanatçıklı reküperatör etkenliğinin, belirlenen cihaz boyutlarında düz plakalı reküperatörden daha büyük olduğu görülmektedir. Fakat kanatçıkların kesit alanını daraltmasına bağlı olarak akış hızları da daha yüksektir. Bu durum basınç kayıplarının artmasına ve yüksek gürültü seviyelerine neden olabilir. Tüm bunlar düşünüldüğünde, basınç kayıplarının karşılanabileceği bir havalandırma sisteminde yüksek etkenlikli dalgali çubuk kanatçıklı reküperatörün kullanımı enerji verimliliği bakımından daha uygun olacaktır. Kabin içerisinde kapladığı yer ve basınç kayıpları göz önüne alınarak en ideal reküperatör tasarımının 600 mm x 600 mm x 600 mm cihaz boyutuna sahip bir dalgali çubuk kanatçıklı reküperatör olacağı söylenebilir.



Şekil 4.19. Farklı reküperatör tasarımlarında, etkenliğin plaka boyutuna bağlı değişimi (plaka sayısı 300 adet, plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm)

Çizelge 4.8. Düz plakalı ve dalgali çubuk kanatçıklı reküperatörün performans ve boyutlarını karşılaştırma tablosu

Plaka Boyutları (mm x mm)	Plaka Sayısı	Düz Plakalı Reküperatör			Dalgali Çubuk Kanatçıklı Reküperatör			Cihazın Boyu (mm)
		Etkenlik (%)	Akış Hızı (m/s)	NTU	Etkenlik (%)	Akış Hızı (m/s)	NTU	
400x400	300	68.02	5.42	2.86	79.51	6.81	7.64	602.5
	400	71.99	4.07	3.79	80.50	4.73	8.09	802.5
	500	74.58	3.25	4.72	81.25	3.79	8.94	1002.5
500x500	300	73.86	4.33	4.43	81.17	5.10	9.79	602.5
	400	76.80	3.25	5.88	82.07	3.59	10.49	802.5
	500	78.75	2.60	7.34	82.77	2.87	11.58	1002.5
600x600	300	77.48	3.60	6.34	82.52	3.99	12.19	602.5
	400	79.86	2.71	8.44	83.37	2.99	13.84	802.5
	500	81.49	2.17	10.53	84.02	2.40	15.31	1002.5

Her iki reküperatörün karşılaştırılmasında akışkan debisi $1750 \text{ m}^3/\text{h}$, plaka sayısı 300 adet plaka aralığı 1.5 mm, plaka kalınlığı 0.5 mm olarak sabit alınmıştır. Dalgali çubuk kanatçıklı reküperatör için akışın gerçekleştiği yöne dik doğrultudaki kanatçık sayısı (n_f) 150 adet ve kanatçık uzunluğu (l_s) 4 mm olarak alınmıştır. Bu değerler bölüm 4.3’de belirlenmiştir.

5. SONUÇ

Yapılan ilk simülasyon çalışmasıyla, otobüs kabinine alınması gereken taze hava miktarı ve CO₂ konsantrasyonunun zamanla değişimi hakkında bilgi alınabilmektedir. Bu bilgiler ikinci ve üçüncü simülasyon çalışmalarının alt yapısını oluşturmaktadır. Birinci simülasyon çalışmasından elde edilen sonuçlar aşağıda sıralanmıştır;

- Otobüslerde sadece infiltrasyon ile hava girişi olduğunu düşünürsek, CO₂ seviyesi kısa sürede 1000 ppm sınır değerini üzerine çıkmaktadır. Kabin içindeki CO₂ konsantrasyonunun 1000 ppm değerini geçmemesi için sistemin %25 taze hava ile çalıştırılması uygun olacaktır. Bu değer enerji verimliliği göz önüne alınarak %20'e de düşürülebilir.

Yapılan diğer iki simülasyon çalışmasıyla, düz plakalı reküperatör ve dalgalı çubuk kanatçıklı reküperatör boyutları, kanal içi akış hızları ve etkenlik katsayıları hakkında bilgi alınabilmektedir. Düz plakalı reküperatör performansının belirlenmesinde, akışkan debilerinin ve cihaz boyutlarının değiştirilmesi durumunda, etkenlik katsayısında çarpıcı değişimler olduğu görülmüştür. Yani cihazın yüksek etkenlik katsayısına (>%70) sahip olmasında plaka sayısı ve plaka boyutları önemli bir faktördür. Plaka sayısı (N) ve plaka boyutlarının (L₁, L₂) büyük bir değer alması istenen bir durumdur. Çünkü plaka sayısının ve boyutlarının artması demek ısı transfer yüzey alanının büyümesi anlamına gelmektedir. Bu ısı transferi bakımından düşünüldüğünde, cihaz etkenliğini yükseltecektir. Bütün bu yorumlar sonucu, cihaz boyutlarının ve akışkan debilerinin değiştirilmesi ile şu sonuçlar elde edilmiştir.

- Reküperatör plaka sayısı arttıkça, ısı transfer yüzey alanının yükselmesine bağlı olarak NTU değeri arttığından, etkenlik katsayısı (ϵ) artmaktadır. Plaka sayısında bu artış her ne kadar etkenlik katsayısını arttırsa da, reküperatör paket yüksekliğinin artmasına neden olmaktadır. Bu durumda, reküperatörün kabinde büyük bir alan kaplamaması için etkenlik katsayısının %70'in altında olmaması şartıyla paket yüksekliğinin minimum uzunlukta tutulması gerektiği söylenebilir. Böylece cihaz kabin içerine kolay bir şekilde entegre edilebilir. Düz plakalı reküperatör için ideal plaka sayısı, %20 ve %25 taze hava debisi altında yaklaşık 300 plakaya denk gelmektedir.
- Plaka boyutları (L₁, L₂) reküperatör tasarımı için oldukça önemlidir. Akışkan debisine bağlı olarak plaka boyutlarındaki artış cihazın etkenlik katsayısını arttırmaktadır. Düz plakalı reküperatör için 400 mm x 400 mm plaka boyutlarının altında, belirlenen akışkan debilerinde cihazın etkenlik katsayısının %70'in altına indiği tespit edilmiştir. Bu nedenle, plaka boyutlarının belirlenen taze hava debileri için 400 mm x 400 mm'den daha küçük olmaması sonucuna varılmıştır.

- Reküperatör plaka sayısı arttıkça, geçiş kanallarının artmasına bağlı olarak kanal içi akış hızları azalmaktadır. Akış hızındaki azalma ısı taşınım katsayısının da azalmasına neden olmaktadır. Ancak plaka sayısındaki artış ile ısı transfer yüzey alanının artması, her ne kadar ısı transfer katsayısı azalsa da, cihaz etkenliğini arttırmaktadır. Diğer yandan sabit reküperatör boyutları için akışkan debisindeki artış, akışkanın kanal içerisinden yüksek hızlarda geçmesine neden olacaktır. Bu durum ısı transfer katsayısını arttırsa bile akışkan ısı transfer yüzeyi ile kısa bir süre temas edeceğinden cihazın etkenliği azalmaktadır. Bu durumlar dikkate alınırsa, kanal içi akış hızlarının ne çok düşük ne de çok yüksek olmaması gerektiği sonucuna varılmıştır.
- Taze ve kirli hava sıcaklık değişimleri, cihazın etkenlik katsayısında kayda değer bir değişime neden olmamaktadır. Yaz dönemi için cihazın etkenliği kış dönemine göre yaklaşık %1.5 daha yüksek çıkmaktadır. Bu nedeni soğuk havanın yoğunluğunun sıcak havadan daha büyük olmasıdır. Yaz dönemi için NTU formülasyonu paydasındaki C_{min} değerinin daha düşük çıkması etkenliğin yaz döneminde daha yüksek olmasını açıklamaktadır.
- Plakalar arası mesafe arttıkça, akış hızları ve ısı taşınım katsayıları azalacağından dolayı, etkenlik katsayısı belirgin bir şekilde azalmaktadır. Ayrıca plaka aralığının artması, reküperatör paket yüksekliğinin artmasına neden olmaktadır. Bu durumda, plakalar arası mesafenin olabildiğince küçük alınması gerektiği söylenebilir. Diğer yandan plakaların birbirine çok yakın olması gürültü, kirlenme ve tıkanma gibi sorunları arttıracığından belirli bir sınır değerinde tutulmalıdır. Belirlenen taze hava debilerinde kompakt bir ısı geri kazanım cihazı tasarımı için bu değer 2 mm'den büyük 1.5 mm'den küçük olmaması sonucuna varılmıştır.

Dalgalı çubuk reküperatörler için yapılan üçüncü simülasyon çalışmasından ve her iki sistemin karşılaştırılmasından şu sonuçlar elde edilmiştir;

- Plaka sayısı arttıkça, etkenlik katsayısı ϵ artmaktadır. Etkenlik değeri, belirlenen düz plakalı reküperatör plaka özellikleri altında her plaka sayısı için %70'in üzerinde çıktığı görülmektedir. Aynı durum plaka boyutları için de geçerlidir. Bu durumda dalgalı çubuk kanatçıklı reküperatörün daha küçük cihaz boyutlarında düz plakalı ile aynı etkenlik değerine ulaşmaktadır.
- Plaka sayısı arttıkça, akışkan debisi daha fazla bölüneceğinden kanal içi akış hızları azalmaktadır. Kanatçıklar kanal kesit alanında daralmaya neden olduğundan kanal içi akış hızlarının düz plakalıya göre daha yüksektir. Kanatçıkları kanal içerisinde kapladığı alan düşünüldüğünde, akış hızlarının daha yüksek olması oldukça normaldir.

- Kanatçık sayısı ve uzunluğu tasarımı büyük öneme sahiptir. Çalışmada toplam kanatçık sayısı yerine akış yönüne dik doğrultudaki kanatçık sayıları dikkate alınmaktadır. Kanatçık sayıları arttıkça toplam yüzey alanındaki artışa bağlı olarak etkenlik katsayısı ε artmaktadır. Kanatçık uzunluğundaki artışın ise cihaz etkenliği üzerine tam tersi bir etki oluşturduğu görülmektedir. Bunun nedeni bu artışın ısı transfer katsayısında meydana getirdiği azalmadır. Bu durumda ideal bir ısı geri kazanım cihazı için kısa ve çok sayıda kanatçık kullanılmalıdır.
- Her iki reküperatör tasarımı da, plaka sayısı ve plaka boyutları arttıkça, etkenlik katsayısı ε artmaktadır. Sabit plaka sayıları için dalgalı çubuk kanatçıklı reküperatörün etkenliği düz plakalıya göre % 6.5 - %16 arasında daha yüksek bir değere sahiptir. Sabit plaka boyutları için ise %3.1 - %6.5 arasında daha yüksek bir değer almaktadır. Bu artış, kanatçıkların toplam yüzey alanına yaptığı katkıdan kaynaklanmaktadır. Fakat kanal içi akış hızları belirlenen plaka özellikleri için yaklaşık %10.6 - %11.6 oranında bir artış göstermektedir. Bu durumda, enerji verimliliği bakımından düşünüldüğünde, dalgalı çubuk kanatçıklı reküperatör tasarımı diğerine göre daha uygun olacaktır. Ayrıca kanal içi akış hızının düşürülmesi için de plaka boyutlarının arttırılması gerektiği sonucuna varılmıştır. Böylelikle belirlenen parametreler doğrultusunda otobüs kabinlerinde kullanıma en uygun cihaz dalgalı çubuk kanatçıklı ısı geri kazanım cihazıdır. Yukarıda verilen sonuçlar doğrultusunda optimum cihaz özellikleri ise şu şekilde olmalıdır;
 - Cihaz boyutu (uzunluk, genişlik, boy) mm cinsinden 600 x 600 x 600'dür. Otobüs kabinindeki uygulama alanına göre cihaz boyutları 600 x 600 x 800 olarak alınarak etkenlik arttırılabilir.
 - Akış hızları ve tıkanma sorunu dikkate alınarak, akış yönüne dik yöndeki kanatçık sayısının 150 adet, kanatçık uzunluğunun 4 mm ve plakalar arası mesafenin 1.5 mm alınmıştır.

6. KAYNAKLAR

- ASHRAE Standard 62.1. 2007. Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc, Atlanta.
- ASHRAE Standard 55. 2013. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc, Atlanta.
- Atmaca İ. 2015. Şehirlerarası otobüslerde havalandırma ve iç hava kalitesi. 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, ss. 195-214. 8-11 Nisan, İzmir.
- Bas, E. 2004. Indoor Air Quality-A Guide for Facility Managers. Second Edition, The Fairmont Press, 383s.
- Bulut, H. 2011. Havalandırma ve iç hava kalitesi açısından CO₂ miktarının analizi. 10. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, ss. 61-70. 13-16 Nisan, İzmir.
- Culham, J.R. and Yovanovich, M.M. 1984. Properties of dry air at one atmosphere. http://www.mhtlab.uwaterloo.ca/pdf_reports/mhtl_G01.pdf
- Çakır, M.T., Öztekin, S. ve Yelmen, B. 2009. İklimlendirmede enerji tasarrufu tedbirleri, ss 1-9, Makine mühendisleri odası, İzmir.
- Dong, J., Chen, J., Chen, Z. and Zhou, Y. 2007. Air-side thermal hydraulic performance of offset strip fin aluminum heat exchangers. Elsevier, pp. 306-313.
- Fernandez, J., Diz, R., Uhia, F.J., Dopazo, A. and Ferro, J.M. 2011. Experimental analysis of an air-to-air heat recovery unit for balanced ventilation systems in residential buildings. Elsevier, pp. 635-640.
- Fernandez, J. and Diz, R. 2014. Thermo-hydraulic behavior of ice slurry in an offset strip-fin plate heat exchanger. Elsevier, pp. 171-180.
- Hegar, M., Kolda, M., Kopecka, M., Rajtmajer, V. and Ryska, A. 2013. Bus HVAC energy consumption test method based on HVAC unit behavior. Elsevier, pp 1254-1262.
- Hsu, D.J. and Huang, H.L. 2009. Concentrations of volatile organic compounds, carbon monoxide, carbon dioxide and particulate matter in buses on highways in Taiwan. Elsevier, pp. 5723-5730.
- Incropera, F.P. and Dewitt, D.P. 2011. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 7th Edition, John Wiley and Sons Inc, 1050 s.
- Kalema, T. and Viot, M. 2014. Methods to reduce the CO₂ concentration of educational buildings utilizing internal ventilation by transferred air. Indoor Air, pp. 71-80.
- Kang, S.W. and Tseng, S.C. 2007. Analysis of effectiveness and pressure drop in micro cross-flow heat exchanger. Applied Thermal Engineering 27, Elsevier, pp. 877-885.
- Kılıç, M. ve Yiğit, A. 2014. Isı Transferi. Aktüel Yayınları, Bursa, 508 s.

- Kuchhadiya, B.B. and Rathod, P.P. 2016. Experimental investigation of thermal behavior of cross flow plate fin heat exchanger with offset strip fin. Elsevier, pp. 423-430.
- Lu, Y., Wang, Y., Zhu, L. and Wang, Q. 2010. Enhanced performance of heat recovery ventilator by airflow-induced film vibration. Elsevier, pp. 2037-2041.
- Lu, T., Lu, X. and Viljanen, M. 2011. A novel and dynamic demand-controlled ventilation strategy for CO₂ control and energy saving in buildings. Elsevier, pp. 2499-2508.
- Manglik, R.M. and Bergles, A.E. 1995. Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger. Elsevier, pp. 171-180.
- Mansour, M.K., Musa, M.N., Hassan, M.N.W. and Saqr, K.M. 2008. Development of novel control strategy for multiple circuit, roof top bus air conditioning system in hot humid countries. Elsevier, pp. 1455-1468.
- MEB. 2013. Tesisat teknolojisi ve iklimlendirme frigorifik araç ve araç kliması montajı. MEGEP, ss. 13-19. Ankara.
- Moreno, T., Reche, C., Rivas, I., Minguillon, M.C., Martins, V., Vargas, C., Buonanno, G., Parga, J., Pandolfi, M., Brines, M. vd. 2015. Urban air quality comparison for bus, tram, subway and pedestrian commutes in Barcelona. Elsevier, pp. 495-510.
- Murphy, J. 2005. CO₂-based demand-controlled ventilation with ASHRAE standard 62.1-2004. Trane Engineers Newsletter, 34(5): 1-8.
- Muzychka, Y.S. 1999. Analytical and experimental study of fluid friction and heat transfer in low Reynolds number flow heat exchangers. Phd thesis, University of Waterloo, Canada, 282 s.
- REHVA. 2010. Indoor environment and energy efficiency in schools. Federation of European Heating, Ventilation and Air-Conditioning Associations, Part 1.
- Seppanen, O.A., Fisk, W.J. and Mendell, M.J. 2004. Association of ventilation rates and CO₂ concentrations with health and other responses in commercial and institutional buildings. Indoor Air, pp. 226-252.
- Shah, R.K. and Sekulic, D.P. 2003. Fundamentals of Heat Exchanger Design. John Wiley and Sons Inc, New Jersey, 931 s.
- TMMOB. 2015. Okullarda iç hava kalitesi, ss 1-12, Ocak, Makine mühendisleri odası, İzmir.
- TTMOB. 2017. Türkiye enerji görünümü. https://www.mmo.org.tr/sites/default/files/gonderi_dosya_ekleri/TURKIYE%20ENERJ%20GORUNUMU_2017_%2825.03%29.pdf [Son erişim tarihi: 25.03.2017].
- TÜİK. 2018. Motorlu kara taşıt sayısı. http://www.tuik.gov.tr/PreTablo.do?alt_id=1051 [Son erişim tarihi: 02.02.2018].
- Yiğit, A. ve Atmaca İ. 2009. Isıl konfor ile ilgili mevcut standartlar ve konfor parametrelerinin çeşitli modeller ile incelenmesi. 9. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, ss. 543-555. 6-9 Mayıs, İzmir.

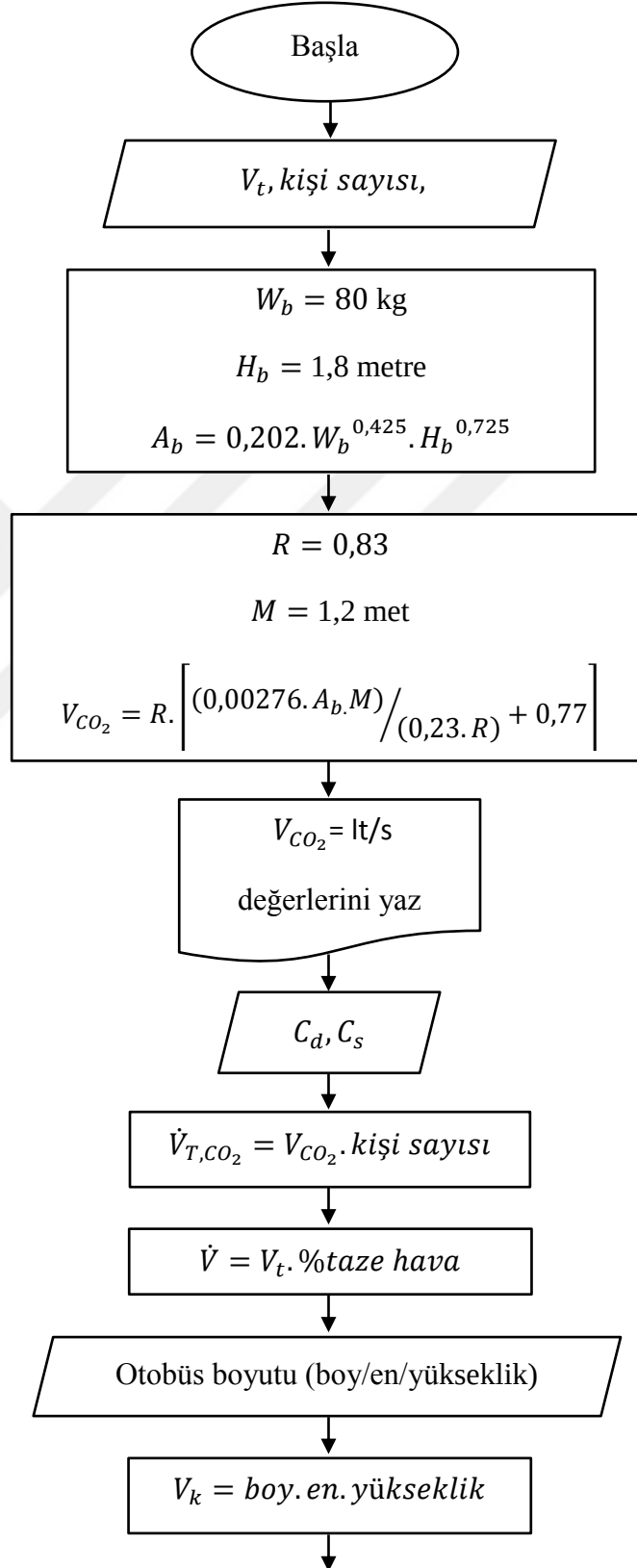
Anonim 1: http://www.esanjorler.com/urunpdf/4241c_Recuperator_Plakalı_17Mart2015.pdf [Son erişim tarihi: 17.03.2015].

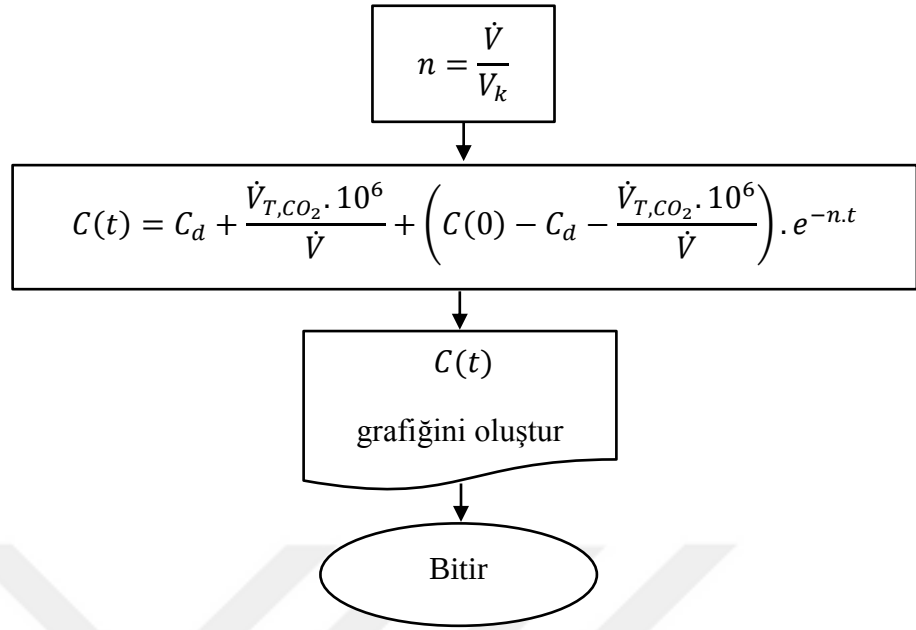
Anonim 2: <http://www.safkar.com.tr/tr/urun/7/otobus-klimalari> [Son erişim tarihi: 16.07.2017].

Anonim 3: <http://www.spheros.com.tr/Ueruenler/Klima-Sistemleri/12-mt-uestue-Otobues.html> [Son erişim tarihi: 16.07.2017].

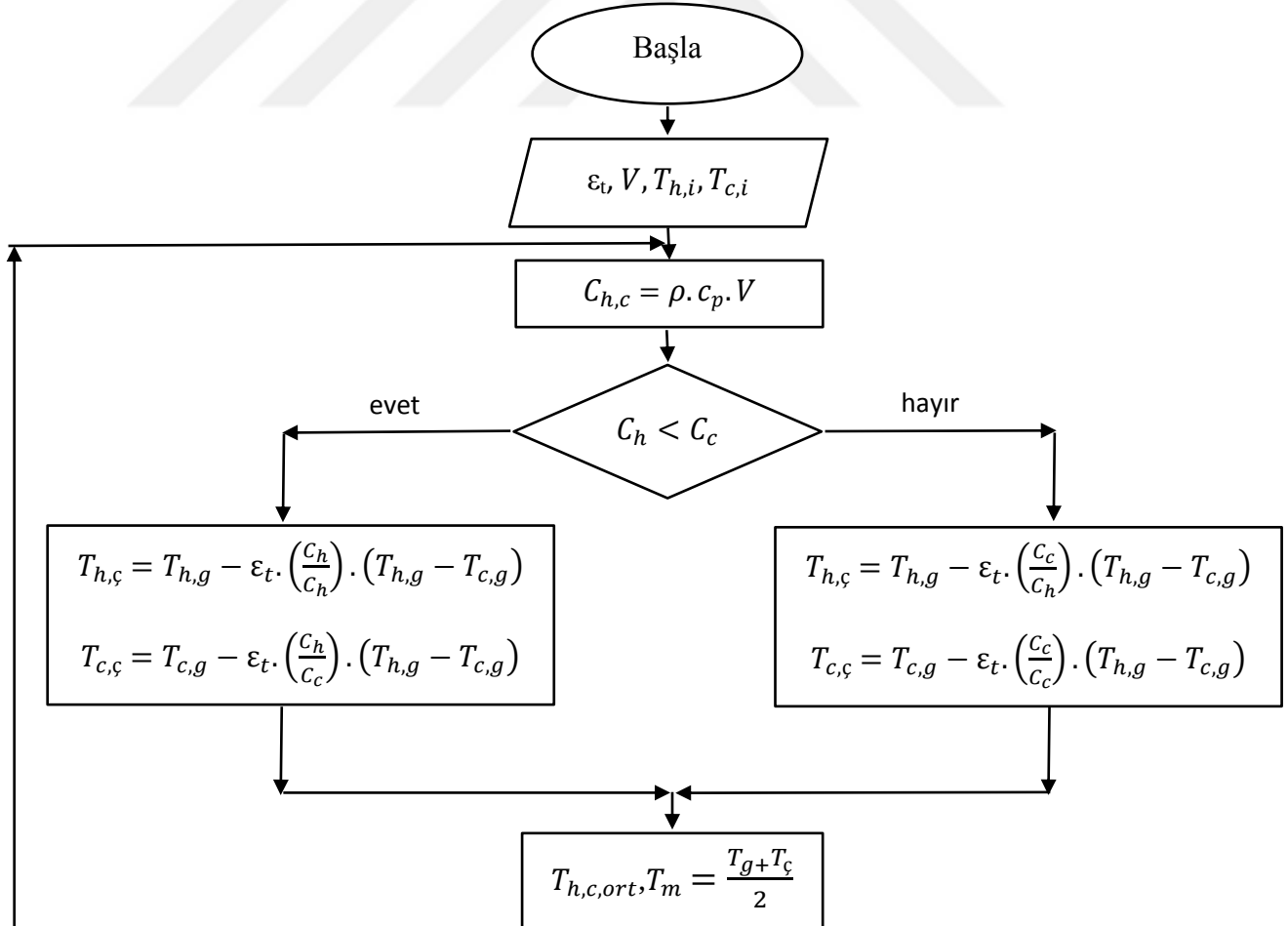


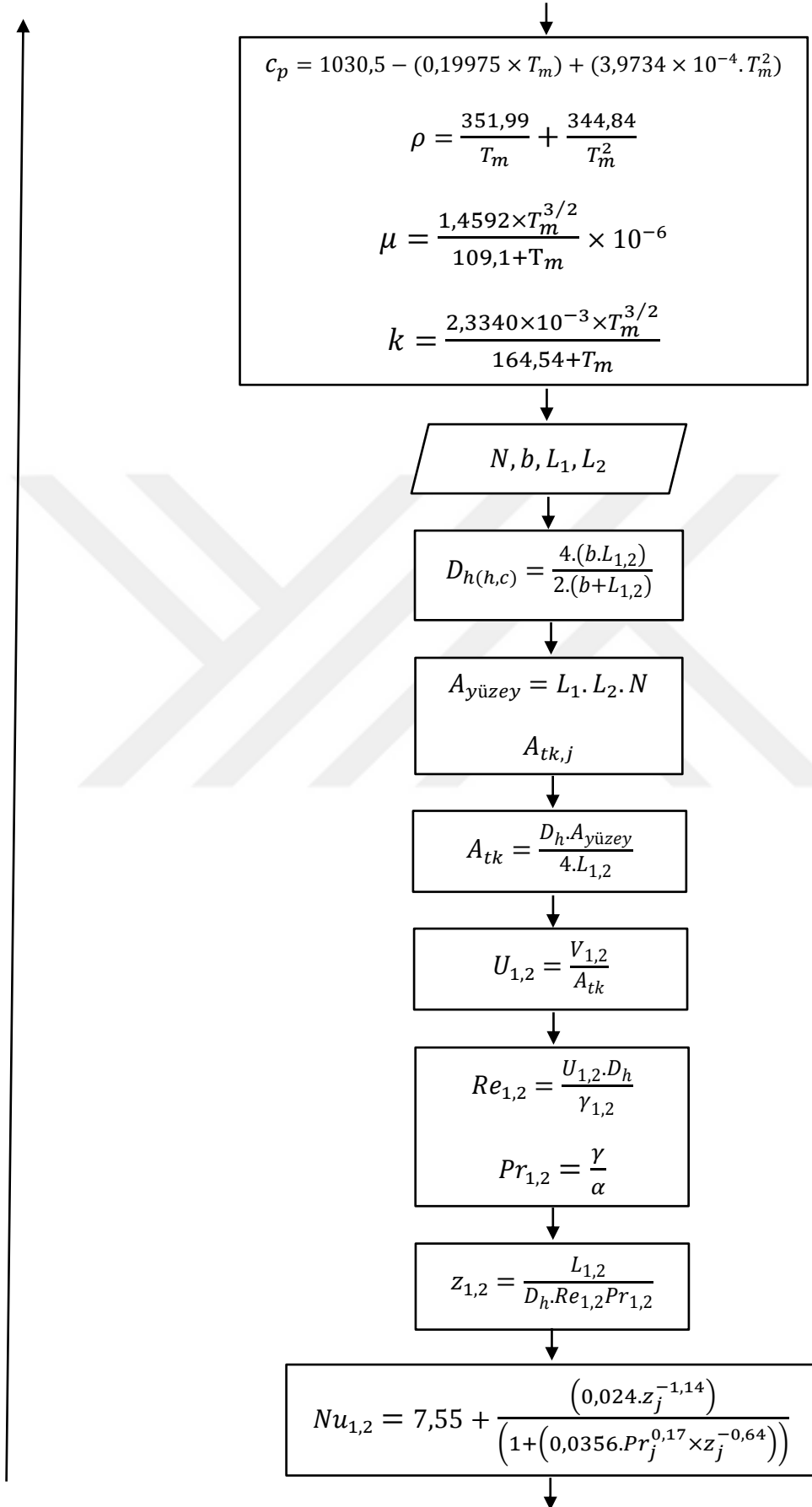
7. EKLER

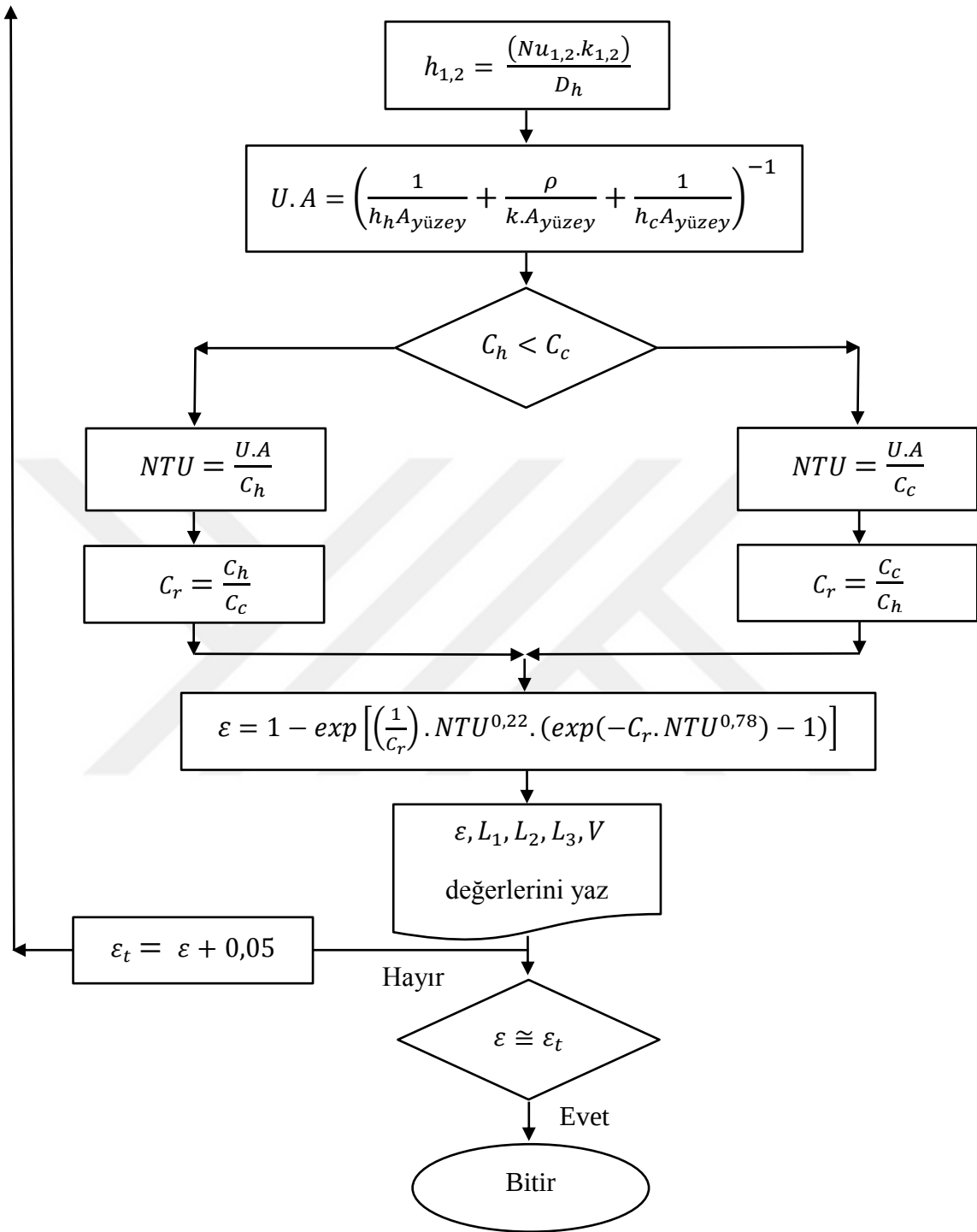
EK – 1 Otobüs Kabinindeki CO₂ Konsantrasyonunun Zamana Bağlı Değişim Algoritması



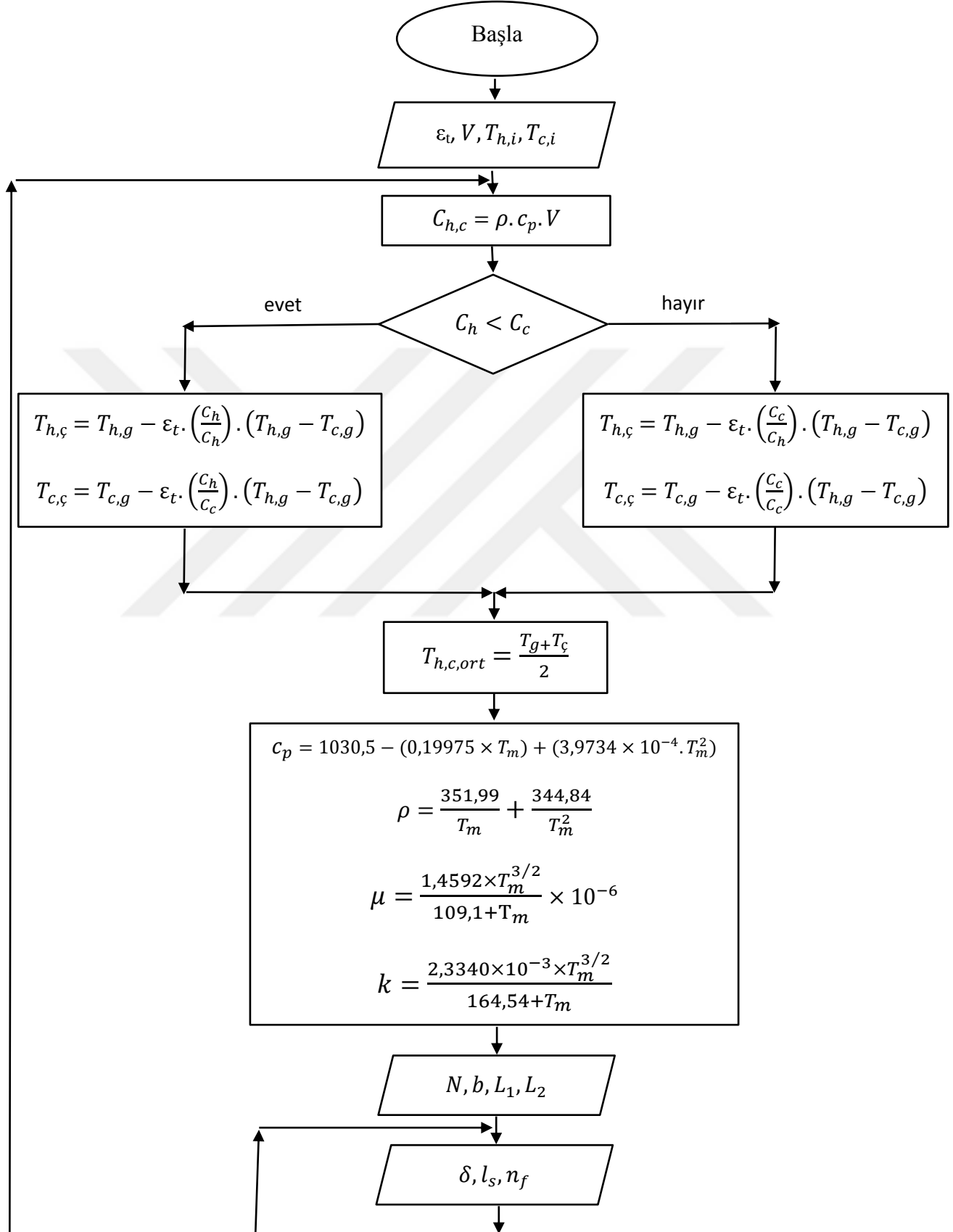
EK – 2 Düz Plakalı Isı Geri Kazanım Cihazı Algoritması

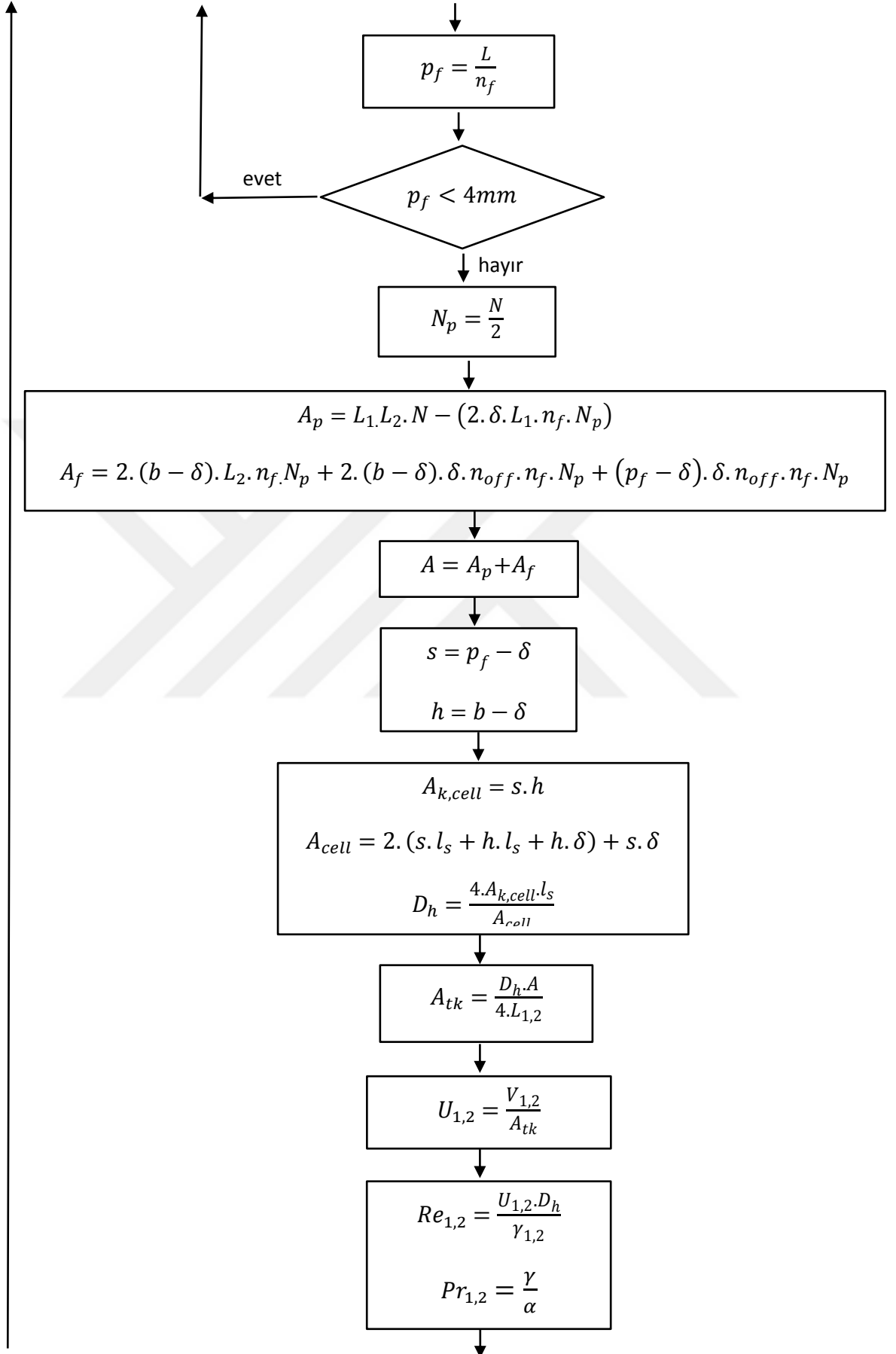


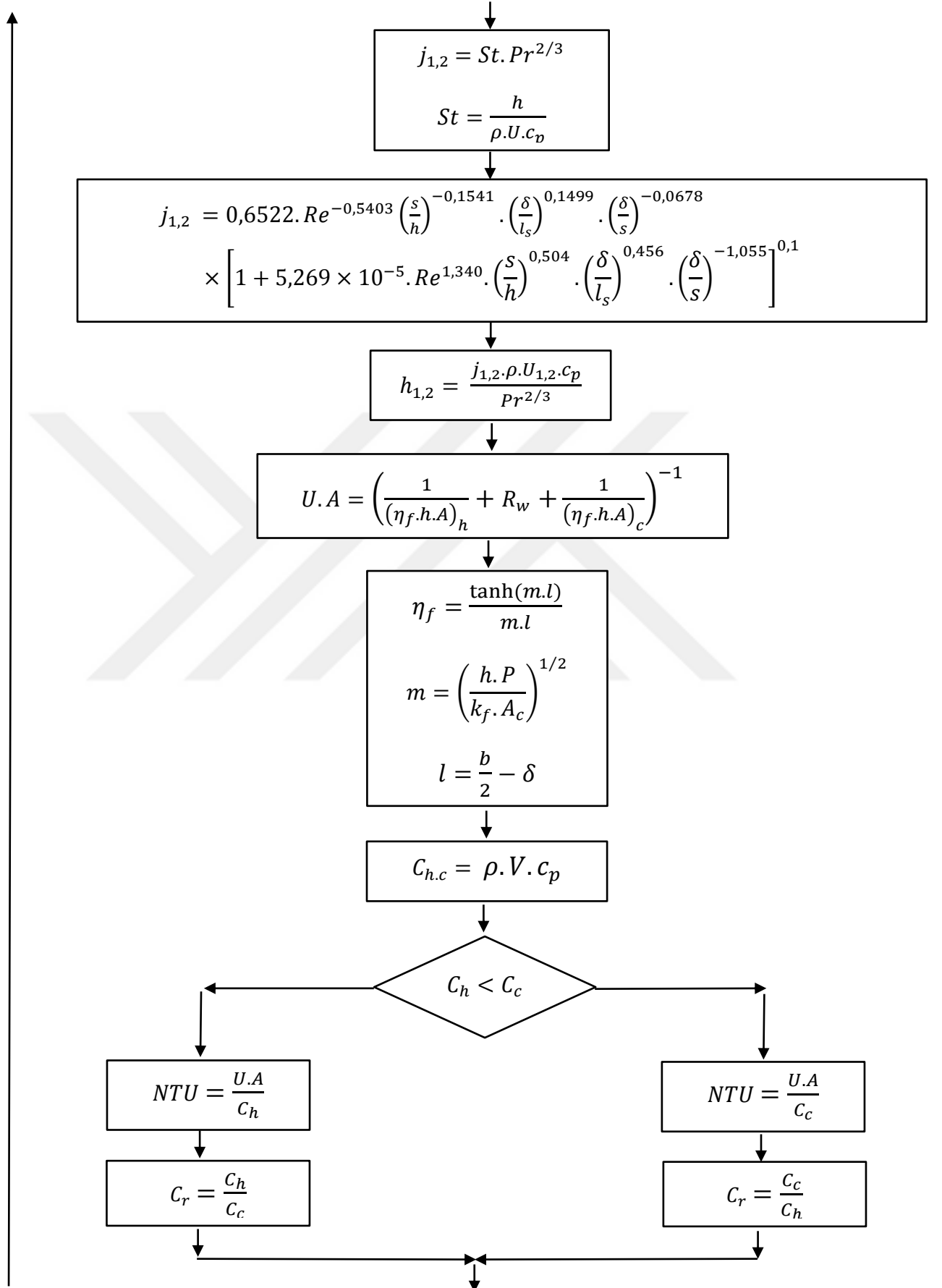


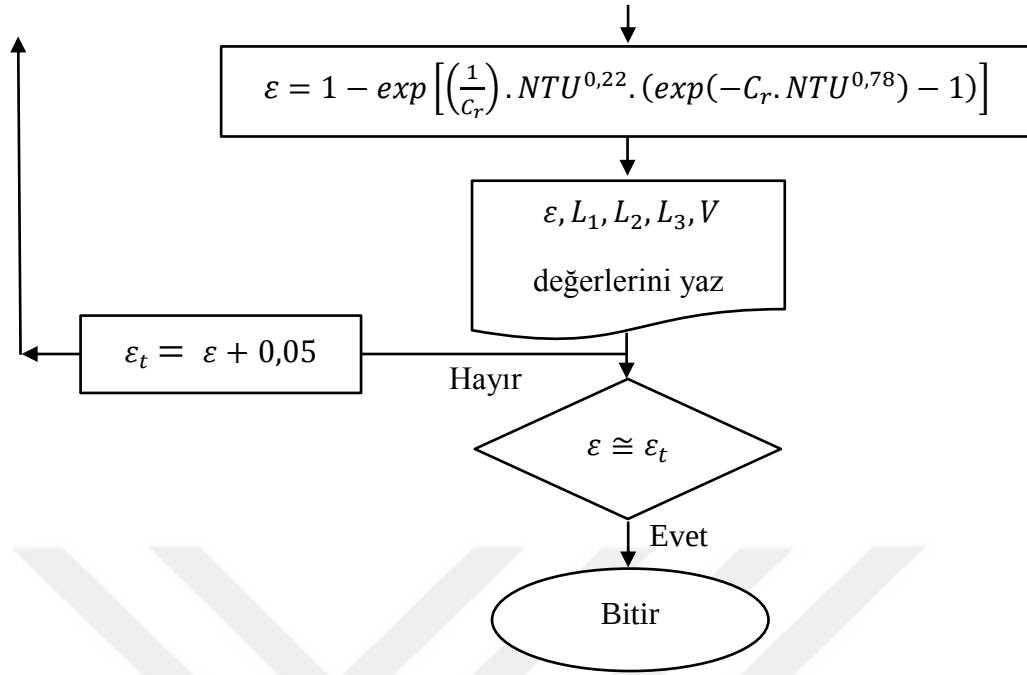


EK – 3 Dalgalı Çubuk Kanatçıklı Isı Geri Kazanım Cihazı Algoritması









EK – 4 Karbondioksit Seviyesine Göre Gerekli Taze Hava Debisini Tespit Eden Programın Listesi

```

clc
clear
disp('Karbondioksitin Zamana ve Havalandırma Hızına Bağlı Değişimi');
disp(' ');
disp('Danışman: Doç. Dr. İbrahim ATMACA');
disp(' ');
disp('Yazan: Aykut DEMİREZEN');
disp('Akdeniz Üniversitesi');
disp('Mühendis Fakültesi');
disp('Makine Mühendisliği Bölümü');
disp(' ');
disp(' ');
disp('Lütfen hesaplamaya başlamak için bir tuşa basın');
pause
Q_toplam = input('Evaporatör hava debisini giriniz(m3/h):\n');
fprintf('V = %d m3/h \n',Q_toplam);
disp(' ');
kisi_sayisi = input('Otobüsteki kişi sayısını giriniz:\n');
if kisi_sayisi>52
    kisi_sayisi = input('46 ile 52 arasında kişi sayısı giriniz:\n');
elseif kisi_sayisi<46
    kisi_sayisi = input('46 ile 52 arasında kişi sayısı giriniz:\n');
end
fprintf('Y= %d kişi \n',kisi_sayisi);
disp(' ');
%Yolcu Vücudu Yüzey Alanı Hesabı
Wb = 80;
Hb = 1.8;
Ab = 0.202*Wb^(0.425)*Hb^(0.725);
%Kişi Başı CO2 Üretimi
R = 0.83;
M = 1.2;
G = R*((0.00276*Ab*M)/((0.23*R)+0.77));
fprintf('Vco2 = %f lt/s \n',G);

Cd = 400;
Cs = 1000;
%Cs: Sınır CO2 değeri;
V_taze_k = (G/(Cs-Cd))*(10^6);
V_taze = V_taze_k*kisi_sayisi*3.6;
fprintf('1000ppm için taze hava debisi(V) = %f m3/h \n',V_taze);

G_m3h = G*3.6;
G_toplam = G_m3h*kisi_sayisi;

```

```

V_k = 12*2.4*3.3;
fprintf('Kabin Hacmi = %f m3 \n',V_k);
t = 0:0.1:2;

%CO2'nin Havalandırma Hızına Bağlı Değişimi
Q_infiltrasyon = 460;
n1 = Q_infiltrasyon/V_k;
Q_h_h_m3h_2 = (Q_toplam*0.15);
disp(['%15 taze hava debisi = ' num2str(Q_h_h_m3h_2) ' m3/h']);
n2 = Q_h_h_m3h_2/V_k;
Q_h_h_m3h_3 = (Q_toplam*0.20);
disp(['%20 taze hava debisi = ' num2str(Q_h_h_m3h_3) ' m3/h']);
n3 = Q_h_h_m3h_3/V_k;
Q_h_h_m3h_4 = (Q_toplam*0.25);
disp(['%25 taze hava debisi = ' num2str(Q_h_h_m3h_4) ' m3/h']);
n4 = Q_h_h_m3h_4/V_k;
Q_h_h_m3h_5 = (Q_toplam*0.30);
disp(['%30 taze hava debisi = ' num2str(Q_h_h_m3h_5) ' m3/h']);
n5 = Q_h_h_m3h_5/V_k;
Q_h_h_m3h_6 = (Q_toplam*1);
disp(['%100 taze hava debisi = ' num2str(Q_h_h_m3h_6) ' m3/h']);
n6 = Q_h_h_m3h_6/V_k;
C1 = Cd + (((G_toplam*10^6)/Q_infiltrasyon)+(-
((G_toplam*10^6)/Q_infiltrasyon))*exp(-n1*t));
C2 = Cd + (((G_toplam*10^6)/Q_h_h_m3h_2)+(-
((G_toplam*10^6)/Q_h_h_m3h_2))*exp(-n2*t));
C3 = Cd + (((G_toplam*10^6)/Q_h_h_m3h_3)+(-
((G_toplam*10^6)/Q_h_h_m3h_3))*exp(-n3*t));
C4 = Cd + (((G_toplam*10^6)/Q_h_h_m3h_4)+(-
((G_toplam*10^6)/Q_h_h_m3h_4))*exp(-n4*t));
C5 = Cd + (((G_toplam*10^6)/Q_h_h_m3h_5)+(-
((G_toplam*10^6)/Q_h_h_m3h_5))*exp(-n5*t));
C6 = Cd + (((G_toplam*10^6)/Q_h_h_m3h_6)+(-
((G_toplam*10^6)/Q_h_h_m3h_6))*exp(-n6*t));
plot(t,C1);
hold on;
plot(t,C2);
plot(t,C3);
plot(t,C4);
plot(t,C5);
plot(t,C6);
grid;
title('Zamana Bağlı İnsan Kaynaklı Co2 Emisyonu Değişimi');
ylabel('Co2 Üretimi(ppm)');
xlabel('Zaman(saatt)');
disp('-----');

```

EK – 5 Düz Plakalı Reküperatör Etkenlik Katsayısını ve Uzunluğunu Tespit Eden Programın Listesi

```

clc
clear
disp('Düz Plakalı Reküperatör Tasarım Programı');
disp(' ');
disp('Danışman: Doç. Dr. İbrahim ATMACA');
disp(' ');
disp('Yazan: Aykut DEMİREZEN');
disp('Akdeniz Üniversitesi');
disp('Mühendis Fakültesi');
disp('Makine Mühendisliği Bölümü');
disp(' ');
disp(' ');
disp('Lütfen hesaplamaya başlamak için bir tuşa basın');
pause
disp('Boyut birimlerini mm cinsinden giriniz:');
%Reküperatör Etkenlik Tahmini ve Yüzey Alanı Hesaplamaları
L1 = input('Reküperatör uzunluğunu giriniz:\n'); %uzunluk;
fprintf('L1 = %d mm \n',L1);
L2 = input('Reküperatör genişliğini giriniz:\n'); %genişlik;
fprintf('L2 = %d mm \n',L2);
N = input('Plaka sayısını giriniz:\n'); %yükseklik;
fprintf('N = %d mm \n',N);
b = input('Reküperatör kanal aralığını giriniz:\n');
fprintf('b1 = b2 = %f mm \n',b);
disp(' ');
disp('Debiyi m3/h cinsinden giriniz:');
V1 = input('Sıcak hava giriş debisi:\n');
fprintf('Vsıcak = %d m3/h \n',V1);
disp(' ')
V2 = input('Soğuk hava giriş debisi:\n');
fprintf('Vsoğuk = %d m3/h \n',V2);
disp(' ')
b1 = b;
b2 = b;
T1 = input('Dış ortam sıcaklığını giriniz:\n');
fprintf('Taze hava giriş sıcaklığı = %d C \n',T1);
disp(' ')
T2 = input('Kabin içi sıcaklığı giriniz:\n');
fprintf('Kirli hava giriş sıcaklığı = %d C \n',T2);
disp(' ')
p = 0.5;
fprintf('Plaka kalınlığı = %f mm \n',p);
k_plaka = 200;
fprintf('plakanın ısı iletim katsayısı = %d W/m.K \n',k_plaka);
T1_K = T1+273;

```

$T2_K = T2 + 273;$

$Np = N/2;$

$Dh1 = 4 \cdot (b1 \cdot L1) / (2 \cdot (b1 + L1));$

$Dh2 = 4 \cdot (b2 \cdot L2) / (2 \cdot (b2 + L2));$

`fprintf('Dh = %f mm \n', Dh1);`

$cp1_i = 1030.5 - (0.19975 \cdot T1_K) + (3.9734 \cdot 10^{-4}) \cdot (T1_K^2);$

$cp2_i = 1030.5 - (0.19975 \cdot T2_K) + (3.9734 \cdot 10^{-4}) \cdot (T2_K^2);$

$yogunluk1_i = (351.99/T1_K) + (344.84/T1_K^2);$

$yogunluk2_i = (351.99/T2_K) + (344.84/T2_K^2);$

$C1_t = (yogunluk1_i \cdot cp1_i \cdot V1) / 3600;$

$C2_t = (yogunluk2_i \cdot cp2_i \cdot V2) / 3600;$

% C_t: Giriş sıcaklıklarına göre akışkanın ısı kapasitesi

`close all;`

`T_Etkenlik = input('Tahmini etkenlik katsayısını giriniz:\n');`

`if T_Etkenlik > 1`

`T_Etkenlik = input('Ondalıklı bir etkenlik katsayısı giriniz:\n');`

`elseif T_Etkenlik >= 0.7`

`T_Etkenlik = input('Daha küçük bir etkenlik katsayısı giriniz:\n');`

`end`

%Tahmini Etkenliğe Göre Elde Edilen Değerler

`if C1_t < C2_t;`

`disp('C1 eşittir Cmin değerine');`

`T1_out = T1_K - T_Etkenlik * (C1_t / C1_t) * (T1_K - T2_K);`

`T1_out_C = T1_out - 273;`

`T2_out = T2_K + T_Etkenlik * (C1_t / C2_t) * (T1_K - T2_K);`

`T2_out_C = T2_out - 273;`

`else`

`disp('C2 eşittir Cmin değerine');`

`T1_out = T1_K - T_Etkenlik * (C2_t / C1_t) * (T1_K - T2_K);`

`T1_out_C = T1_out - 273;`

`T2_out = T2_K + T_Etkenlik * (C2_t / C2_t) * (T1_K - T2_K);`

`T2_out_C = T2_out - 273;`

`end`

% T_ort: Tahmini Etkenliğe Göre Akışkan Ortalama Sıcaklıkları

$T1_ort = (T1_K + T1_out) / 2;$

$T1_C_ort = T1_ort - 273;$

$T2_ort = (T2_K + T2_out) / 2;$

$T2_C_ort = T2_ort - 273;$

%Akışkan Özellikleri

$cp1 = 1030.5 - (0.19975 \cdot T1_ort) + (3.9734 \cdot 10^{-4}) \cdot (T1_ort^2);$

$W1 = ((1.4592 \cdot T1_ort^{3/2}) / (109.1 + T1_ort)) \cdot 10^{-6};$

$q1 = (351.99/T1_ort) + (344.84/T1_ort^2);$

$v1 = W1/q1;$

```

k1 = (2.3340*10^(-3)*T1_ort^(3/2))/(164.54+T1_ort);
a1 = (-4.3274+(4.1190*10^(-2)*T1_ort)+(1.5556*10^(-4)*(T1_ort^2)))*10^(-6);
Pr1 = v1/a1;
cp2 = 1030.5-(0.19975*T2_ort)+(3.9734*10^(-4)*(T2_ort^2));
W2 = ((1.4592*T2_ort^(3/2))/(109.1+T2_ort))*10^(-6);
q2 = (351.99/T2_ort)+(344.84/T2_ort^2);
v2 = W2/q2;
k2 = (2.3340*10^(-3)*T2_ort^(3/2))/(164.54+T2_ort);
a2 = (-4.3274+(4.1190*10^(-2)*T2_ort)+(1.5556*10^(-4)*(T2_ort^2)))*10^(-6);
Pr2 = v2/a2;

```

```

A_yuzey = (L1/1000)*(L2/1000)*N;
Ao1 = ((Dh1/1000)*A_yuzey)/(4*(L2/1000));
Ao2 = ((Dh2/1000)*A_yuzey)/(4*(L1/1000));
m1 = q1*(V1/3600);
m2 = q2*(V2/3600);
G1 = m1/Ao1;
G2 = m2/Ao2;
U_hiz_1 = G1/q1;
U_hiz_2 = G2/q2;
Re1 = (G1*(Dh1/1000))/W1;
Re2 = (G2*(Dh2/1000))/W2;

```

%Paralel Plakalı Kanal İçerisinden Laminer Akış İçin

```

z1 = L1/(Dh1*Re1*Pr1);
Nu1 = 7.55+((0.024*z1^(-1.14))/(1+(0.0358*Pr1^(0.17)*z1^(-0.64))));
h1 = Nu1*k1/(Dh1/1000);
z2 = L2/(Dh2*Re2*Pr2);
Nu2 = 7.55+((0.024*z2^(-1.14))/(1+(0.0358*Pr2^(0.17)*z2^(-0.64))));
h2 = Nu2*k2/(Dh2/1000);

```

```

UA = (1/(h1*A_yuzey)+(p/1000)/(k_plaka*A_yuzey)+1/(h2*A_yuzey))^(-1);

```

```

C1_real = q1*(V1/3600)*cp1;
C2_real = q2*(V2/3600)*cp2;

```

```

if C1_real<C2_real
    NTU = UA/C1_real;
    Cr = C1_real/C2_real;
else
    NTU = UA/C2_real;
    Cr = C2_real/C1_real;
end

```

```

E = 1-exp((1/Cr)*NTU^0.22*(exp((-Cr)*NTU^0.78)-1));

```

%İterasyon Sonucu Hesaplanan Çıktılar

```

while E>T_Etkenlik

```

```

fprintf('Tahmini Etkenlik = %f \n',T_Etkenlik);

if C1_t<C2_t
disp('C1 eşittir Cmin değerine')
T1_out = T1_K-T_Etkenlik*(C1_t/C1_t)*(T1_K-T2_K); %kelvin cinsinden;
T1_out_C = T1_out-273;
T2_out = T2_K+T_Etkenlik*(C1_t/C2_t)*(T1_K-T2_K);
T2_out_C = T2_out-273;
else
disp('C2 eşittir Cmin değerine')
T1_out = T1_K-T_Etkenlik*(C2_t/C1_t)*(T1_K-T2_K); %kelvin cinsinden;
T1_out_C = T1_out-273;
T2_out = T2_K+T_Etkenlik*(C2_t/C2_t)*(T1_K-T2_K);
T2_out_C = T2_out-273;
end

fprintf('Taze hava çıkış sıcaklığı = %f C \n',T1_out_C);
fprintf('Kirli hava çıkış sıcaklığı = %f C \n',T2_out_C);
T1_ort = (T1_K+T1_out)/2;
T1_C_ort = T1_ort-273;
T2_ort = (T2_K+T2_out)/2;
T2_C_ort = T2_ort-273;

%Akışkan Özellikleri
cp1 = 1030.5-(0.19975*T1_ort)+(3.9734*10^(-4)*(T1_ort^2));
W1 = ((1.4592*T1_ort^(3/2))/(109.1+T1_ort))*10^(-6);
q1 = (351.99/T1_ort)+(344.84/T1_ort^2);
v1 = W1/q1;
k1 = (2.3340*10^(-3)*T1_ort^(3/2))/(164.54+T1_ort);
a1 = (-4.3274+(4.1190*10^(-2)*T1_ort)+(1.5556*10^(-4)*(T1_ort^2)))*10^(-6);
Pr1 = v1/a1;
cp2 = 1030.5-(0.19975*T2_ort)+(3.9734*10^(-4)*(T2_ort^2));
W2 = ((1.4592*T2_ort^(3/2))/(109.1+T2_ort))*10^(-6);
q2 = (351.99/T2_ort)+(344.84/T2_ort^2);
v2 = W2/q2;
k2 = (2.3340*10^(-3)*T2_ort^(3/2))/(164.54+T2_ort);
a2 = (-4.3274+(4.1190*10^(-2)*T2_ort)+(1.5556*10^(-4)*(T2_ort^2)))*10^(-6);
Pr2 = v2/a2;

m1 = q1*(V1/3600);
m2 = q2*(V2/3600);
G1 = m1/Ao1;
G2 = m2/Ao2;
U_hiz_1 = G1/q1;
U_hiz_2 = G2/q2;
fprintf('U = %f m/s \n',U_hiz_1);
Re1 = (G1*(Dh1/1000))/W1;
fprintf('Re sıcak = %f \n',Re1);

```



```

Re2 = (G2*(Dh2/1000))/W2;
fprintf('Re soğuk = %f \n',Re2);

%Paralel Plakalı Kanal İçerisinden Laminer Akış İçin
z1 = L1/(Dh1*Re1*Pr1);
Nu1 = 7.55+((0.024*z1^(-1.14))/(1+(0.0358*Pr1^(0.17)*z1^(-0.64))));
fprintf('Nu sıcak = %f \n',Nu1);
h1 = Nu1*k1/(Dh1/1000);
fprintf('h sıcak = %f W/m2K \n',h1);
z2 = L2/(Dh2*Re2*Pr2);
Nu2 = 7.55+((0.024*z2^(-1.14))/(1+(0.0358*Pr2^(0.17)*z2^(-0.64))));
fprintf('Nu soğuk = %f \n',Nu2);
h2 = Nu2*k2/(Dh2/1000);
fprintf('h soğuk = %f W/m2K \n',h2);

U = UA/A_yuzey;
fprintf('U = %f W/m2K \n',U);

C1_real = q1*(V1/3600)*cp1;
fprintf('C sıcak = %f W/K \n',C1_real);
C2_real = q2*(V2/3600)*cp2;
fprintf('C soğuk = %f W/K \n',C2_real);

if C1_real<C2_real
    NTU = UA/C1_real;
    fprintf('NTU = %f \n',NTU);
    Cr = C1_real/C2_real;
else
    NTU = UA/C2_real;
    fprintf('NTU = %f \n',NTU);
    Cr = C2_real/C1_real;
end

fprintf('Toplam yüzey alanı = %f m2 \n',A_yuzey);
L3 = (Np*(b1+b2+(2*p)))+b2+(2*p);
fprintf('L1 = %d mm \n',L1);
fprintf('L2 = %d mm \n',L2);
fprintf('L3 = %f mm \n',L3);
E = 1-exp((1/Cr)*NTU^0.22*(exp((-Cr)*NTU^0.78)-1));
fprintf('Etkenlik = %f \n',E);
disp(' ')
end

```

EK – 6 Dalgalı Çubuk Kantçıklı Reküperatörün Etkenlik Katsayısını ve Uzunluğunu Tespit Eden Programın Listesi

```

clc
clear
disp('Düz Plakalı Reküperatör Tasarım Programı');
disp(' ');
disp('Danışman: Doç. Dr. İbrahim ATMACA');
disp(' ');
disp('Yazan: Aykut DEMİREZEN');
disp('Akdeniz Üniversitesi');
disp('Mühendis Fakültesi');
disp('Makine Mühendisliği Bölümü');
disp(' ');
disp(' ');
disp('Lütfen hesaplamaya başlamak için bir tuşa basın');
pause
disp('Boyut birimlerini mm cinsinden giriniz:');
%Reküperatör Etkenlik Tahmini ve Yüzey Alanı Hesaplamaları
L1 = input('Reküperatör uzunluğunu giriniz:\n');
fprintf('L1 = %d mm \n',L1);
L2 = input('Reküperatör genişliğini giriniz:\n');
fprintf('L2 = %d mm \n',L2);
N = input('Plaka sayısını giriniz:\n');
fprintf('N = %d mm \n',N);
%ls = input('ls=Kanatçık uzunluğu giriniz=');

b = input('Reküperatör kanal aralığını giriniz:\n');
fprintf('b1 = b2 = %f mm \n',b);
disp(' ');
disp('Debiyi m3/h cinsinden giriniz:');
V1 = input('Sıcak hava giriş debisi:\n');
fprintf('Vsıcak = %d m3/h \n',V1);
disp(' ')
V2 = input('Soğuk hava giriş debisi:\n');
fprintf('Vsoğuk = %d m3/h \n',V2);
disp(' ')
b1 = b;
b2 = b;
T1 = input('Dış ortam sıcaklığını giriniz:\n');
fprintf('Taze hava giriş sıcaklığı = %d C \n',T1);
disp(' ')
T2 = input('Kabin içi sıcaklığı giriniz:\n');
fprintf('Kirli hava giriş sıcaklığı = %d C \n',T2);
disp(' ')
p = 0.5;
fprintf('Plaka kalınlığı = %f mm \n',p);
k_plaka = 200;

```

```

fprintf('plakanın ısı iletim katsayısı = %d W/m.K \n',k_plaka);
T1_K = T1+273;
T2_K = T2+273;
Np = N/2;

cp1_in = 1030.5-(0.19975*T1_K)+(3.9734*10^(-4)*(T1_K^2));
cp2_in = 1030.5-(0.19975*T2_K)+(3.9734*10^(-4)*(T2_K^2));
yogunluk1_in = (351.99/T1_K)+(344.84/T1_K^2);
yogunluk2_in = (351.99/T2_K)+(344.84/T2_K^2);
C1_t = (yogunluk1_in*cp1_in*V1)/3600;
C2_t = (yogunluk2_in*cp2_in*V2)/3600;
%C_t: Giriş sıcaklığına göre akışkanın ısı kapasitesi
close all;
T_Etkenlik = input('Tahmini etkenlik katsayısını giriniz:\n');
if T_Etkenlik > 1
    T_Etkenlik = input('Ondalıkli bir etkenlik katsayısı giriniz:\n');
elseif T_Etkenlik >= 0.7
    T_Etkenlik = input('Daha küçük bir etkenlik katsayısı giriniz:\n');
end
%Tahmini Etkenliğe Göre Elde Edilen Değerler
if C1_t<C2_t
    disp('C1 eşittir Cmin değerine')
    T1_out = T1_K-T_Etkenlik*(C1_t/C1_t)*(T1_K-T2_K);
    T1_out_C = T1_out-273;
    T2_out = T2_K+T_Etkenlik*(C1_t/C2_t)*(T1_K-T2_K);
    T2_out_C = T2_out-273;
else
    disp('C2 eşittir Cmin değerine')
    T1_out = T1_K-T_Etkenlik*(C2_t/C1_t)*(T1_K-T2_K);
    T1_out_C = T1_out-273;
    T2_out = T2_K+T_Etkenlik*(C2_t/C2_t)*(T1_K-T2_K);
    T2_out_C = T2_out-273;
end

% T_ort: Tahmini Etkenliğe Göre Akışkan Ortalama Sıcaklıkları
T1_ort = (T1_K+T1_out)/2;
T1_C_ort = T1_ort-273;
T2_ort = (T2_K+T2_out)/2;
T2_C_ort = T2_ort-273;

x = 0.1;
fprintf('kanatçık kalınlığı = %f mm \n',x);
%nf = 150; ls = 4;
ls = input('kanatçık uzunluğunu giriniz (mm):\n');
fprintf('ls %d mm \n',ls);
n1off = L1/ls;
nf = input('Birim geçiş için L1 yönündeki kanatçık sayısı giriniz:\n');
pf = L2/nf;

```

```

if pf<4
    nf = input('Birim geçiş için daha az bir kanatçık sayısı belirleyiniz:\n');
end
fprintf('nf = %d adet \n',nf);

Nf = nf*Np;
Nt_f = (Nf*n1off)+(Nf*n2off);
s = pf-x;
h = b1-x;
Ao_cell = s*h;
Dh = (4*Ao_cell*ls)/Acell;
fprintf('Dh = %f mm \n',Dh);

Ap1 = (2*L1*L2*Np)-(2*x*L1*nf*Np);
Af1 = (2*(b1-x)*L1*nf*Np)+(2*(b1-x)*x*n1off*nf*Np);
A1 = (Ap1+Af1)/10^6;
Ap2 = (2*L1*L2*(Np+1))-(2*x*L1*nf*(Np+1));
Af2 = (2*(b1-x)*L1*nf*(Np+1))+(2*(b1-x)*x*n2off*nf*(Np+1));
A2 = (Ap2+Af2)/10^6;

Ao1 = (Dh*A1/1000)/(4*L2/1000);
Ao2 = (Dh*A2/1000)/(4*L1/1000);

%Akışkan Özellikleri
cp1 = 1030.5-(0.19975*T1_ort)+(3.9734*10^(-4)*(T1_ort^2));
W1 = ((1.4592*T1_ort^(3/2))/(109.1+T1_ort))*10^(-6);
q1 = (351.99/T1_ort)+(344.84/T1_ort^2);
v1 = W1/q1;
k1 = (2.3340*10^(-3)*T1_ort^(3/2))/(164.54+T1_ort);
a1 = (-4.3274+(4.1190*10^(-2)*T1_ort)+(1.5556*10^(-4)*(T1_ort^2)))*10^(-6);
Pr1 = v1/a1;
cp2 = 1030.5-(0.19975*T2_ort)+(3.9734*10^(-4)*(T2_ort^2));
W2 = ((1.4592*T2_ort^(3/2))/(109.1+T2_ort))*10^(-6);
q2 = (351.99/T2_ort)+(344.84/T2_ort^2);
v2 = W2/q2;
k2 = (2.3340*10^(-3)*T2_ort^(3/2))/(164.54+T2_ort);
a2 = (-4.3274+(4.1190*10^(-2)*T2_ort)+(1.5556*10^(-4)*(T2_ort^2)))*10^(-6);
Pr2 = v2/a2;

m1 = q1*V1/3600;
m2 = q2*V2/3600;

G1 = m1/Ao1;
Re1 = (G1*(Dh/1000)/W1);
U_hiz_1 = G1/q1;
G2 = m2/Ao2;
Re2 = (G2*(Dh/1000)/W2);
U_hiz_2 = G2/q2;

```

```

%With Offset Strip Fin Channel Laminer Flow
j1 = 0.6522*Re1^(-0.5403)*(s/h)^(-0.1541)*(x/ls)^(0.1499)*(x/s)^(-
0.0678)*(1+(5.269*10^(-5)*Re1^(1.340)*(s/h)^0.504*(x/ls)^0.456*(x/s)^(-
1.055)))^(0.1);
h1 = (j1*G1*cp1)/Pr1^(2/3);
j2 = 0.6522*Re2^(-0.5403)*(s/h)^(-0.1541)*(x/ls)^(0.1499)*(x/s)^(-
0.0678)*(1+(5.269*10^(-5)*Re2^(1.340)*(s/h)^0.504*(x/ls)^0.456*(x/s)^(-
1.055)))^(0.1);
h2 = (j2*G2*cp2)/Pr2^(2/3);

kf = k_plaka;
m_1=((2*h1)/(kf*x*10^(-3)))*(1+(x/ls)))^(1/2);
l = (b/2)-x;
E_f1 = (tanh(m_1*10^(-3)))/(m_1*10^(-3));

m_2=((2*h1)/(kf*x*10^(-3)))*(1+(x/ls)))^(1/2);
l = (b/2)-x;
E_f2 = (tanh(m_2*10^(-3)))/(m_2*10^(-3));

Aw = (L1/1000)*(L2/1000)*(2*(Np+1));
Rw = (p/1000)/(k_plaka*Aw);
UA = ((1/(E_f1*h1*A1))+Rw+(1/(E_f2*h2*A2)))^(-1);

C1 = m1*cp1;
C2 = m2*cp2;

if C1<C2
    NTU = UA/C1;
    Cr = C1/C2;
else
    NTU = UA/C2;
    Cr = C2/C1;
end

E = 1-exp((1/Cr)*NTU^0.22*(exp((-Cr)*NTU^0.78)-1))
%İterasyon Sonucu Hesaplanan Çıktılar
while E>T_Etkenlik
    T_Etkenlik = T_Etkenlik+0.005;
    fprintf('Tahmini Etkenlik = %f \n',T_Etkenlik);

    if C1_t<C2_t
        disp('C1 eşittir Cmin değerine')
        T1_out = T1_K-T_Etkenlik*(C1_t/C1_t)*(T1_K-T2_K); %kelvin cinsinden;
        T1_out_C = T1_out-273;
        T2_out = T2_K+T_Etkenlik*(C1_t/C2_t)*(T1_K-T2_K);
        T2_out_C = T2_out-273;
    else

```

```

disp('C2 eşittir Cmin değerine')
T1_out = T1_K-T_Etkenlik*(C2_t/C1_t)*(T1_K-T2_K); %kelvin cinsinden;
T1_out_C = T1_out-273;
T2_out = T2_K+T_Etkenlik*(C2_t/C2_t)*(T1_K-T2_K);
T2_out_C = T2_out-273;
end

fprintf('Taze hava çıkış sıcaklığı = %f C \n',T1_out_C);
fprintf('Kirli hava çıkış sıcaklığı = %f C \n',T2_out_C);
T1_ort = (T1_K+T1_out)/2;
T1_C_ort = T1_ort-273;
T2_ort = (T2_K+T2_out)/2;
T2_C_ort = T2_ort-273;

%Akışkan Özellikleri
cp1 = 1030.5-(0.19975*T1_ort)+(3.9734*10^(-4)*(T1_ort^2));
W1 = ((1.4592*T1_ort^(3/2))/(109.1+T1_ort))*10^(-6);
q1 = (351.99/T1_ort)+(344.84/T1_ort^2);
v1 = W1/q1;
k1 = (2.3340*10^(-3)*T1_ort^(3/2))/(164.54+T1_ort);
a1 = (-4.3274+(4.1190*10^(-2)*T1_ort)+(1.5556*10^(-4)*(T1_ort^2)))*10^(-6);
Pr1 = v1/a1;
cp2 = 1030.5-(0.19975*T2_ort)+(3.9734*10^(-4)*(T2_ort^2));
W2 = ((1.4592*T2_ort^(3/2))/(109.1+T2_ort))*10^(-6);
q2 = (351.99/T2_ort)+(344.84/T2_ort^2);
v2 = W2/q2;
k2 = (2.3340*10^(-3)*T2_ort^(3/2))/(164.54+T2_ort);
a2 = (-4.3274+(4.1190*10^(-2)*T2_ort)+(1.5556*10^(-4)*(T2_ort^2)))*10^(-6);
Pr2 = v2/a2;

m1 = q1*V1/3600;
G1 = m1/Ao1;
Re1 = (G1*(Dh/1000)/W1);
fprintf('Re sıcak = %f \n',Re1);
U_hiz_1 = G1/q1;
fprintf('Sıcak hava akış hızı = %f m/s \n',U_hiz_1);
m2 = q2*V2/3600;
G2 = m2/Ao2;
Re2 = (G2*(Dh/1000)/W2);
fprintf('Re soğuk = %f \n',Re2);
U_hiz_2 = G2/q2;
fprintf('Soğuk hava akış hızı = %f m/s \n',U_hiz_2);

%Dalgalı Çubuk Kanatçıklı Reküperatörde Laminer Akış İçin
%j = St*Pr^(2/3);
j1 = 0.6522*Re1^(-0.5403)*(s/h)^(-0.1541)*(x/ls)^(0.1499)*(x/s)^(-
0.0678)*(1+(5.269*10^(-5)*Re1^(1.340)*(s/h)^0.504*(x/ls)^0.456*(x/s)^(-
1.055)))^(0.1);

```

```

fprintf('Colburn faktörü-sıcak = %f \n',j1);
h1 = (j1*G1*cp1)/Pr1^(2/3);
fprintf('h sıcak = %f W/m2K \n',h1);
j2 = 0.6522*Re2^(-0.5403)*(s/h)^(-0.1541)*(x/ls)^(0.1499)*(x/s)^(-
0.0678)*(1+(5.269*10^(-5)*Re2^(1.340)*(s/h)^0.504*(x/ls)^0.456*(x/s)^(-
1.055)))^(0.1);
fprintf('Colburn faktörü-soğuk = %f \n',j2);
h2 = (j2*G2*cp2)/Pr2^(2/3);
fprintf('h soğuk = %f W/m2K \n',h2);

kf = k_plaka;
m_1=(((2*h1)/(kf*x*10^(-3)))*(1+(x/ls)))^(1/2);
l = (b/2)-x;
E_f1 = (tanh(m_1*l*10^(-3)))/(m_1*l*10^(-3));

m_2 = (((2*h1)/(kf*x*10^(-3)))*(1+(x/ls)))^(1/2);
l = (b/2)-x;
E_f2 = (tanh(m_2*l*10^(-3)))/(m_2*l*10^(-3));

Aw = (L1/1000)*(L2/1000)*(2*(Np+1));
Rw = (p/1000)/(k_plaka*Aw);

C1 = m1*cp1;
fprintf('C sıcak = %f W/K \n',C1);
C2 = m2*cp2;
fprintf('C soğuk = %f W/K \n',C2);

if C1<C2
    NTU = UA/C1;
    fprintf('NTU = %f \n',NTU);
    Cr = C1/C2;
else
    NTU = UA/C2;
    fprintf('NTU = %f \n',NTU);
    Cr = C2/C1;
end

fprintf('Toplam yüzey alanı = %f m2 \n',A1);
fprintf('L1 = %f mm \n',L1);
fprintf('L2 = %f mm \n',L2);
L3 = (Np*(b1+b2+(2*p)))+b2+(2*p);
fprintf('L3 = %f mm \n',L3);

E = 1-exp((1/Cr)*NTU^0.22*(exp((-Cr)*NTU^0.78)-1));
fprintf('Etkenlik = %f \n',E);
disp('-----')
end

```

ÖZGEÇMİŞ

AYKUT DEMİREZEN

demirezen.aykut.78@gmail.com



ÖĞRENİM BİLGİLERİ

Yüksek Lisans 2015-2018	Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Antalya
Lisans 2010-2014	Akdeniz Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Antalya